

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

В.В. Дущенко

**СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ  
І КОЛІСНИХ МАШИН: РОЗРАХУНОК ТА СИНТЕЗ**

Навчальний посібник  
для студентів, аспірантів і докторантів спеціальності «Галузеве  
машинобудування, а також для фахівців в галузі розробки та  
проектування військових гусеничних і колісних машин

Затверджено редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол № 2 від «23» 06 2016 р.

Протокол засідання комісії з присудження  
грифу Вченої ради НТУ «ХПІ»  
№ 2 від «17» 11 2017 р.

Харків  
НТУ «ХПІ»  
2 0 1 8

УДК 623.43:629.4.027.32

**Д86**

**А в т о р:** *В.В. Дущенко*

**Р е ц е н з е н т и**

*М.А. Подригало, Лауреат Державної премії України, зав. каф.  
технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ,  
д-р техн. наук, проф.;*

*В.В. Глєбов, Лауреат Державної премії України, заст. гол.  
конструктора ДП «Харківське конструкторське бюро з  
машинобудування ім. О.О. Морозова» д-р техн. наук*

**Системи підресорювання військових гусеничних і колісних  
Д86 машин: розрахунок та синтез : навчальний посібник /**  
**В.В. Дущенко.** – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – 336 с.

**ISBN 978-617-7771-07-3**

В навчальному посібнику розглядаються питання розрахунку та синтезу сучасних систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин. Наведено методики розрахунку торсійних і гідропневматичних підвісок та гідравлічних демпфувальних пристроїв. Проведено функціонально-фізичний і речовинно-польовий аналізи систем підресорювання, розроблено методологію синтезу та синтезовано нові фізичні принципи дії і технічні рішення вузлів підвіски військових гусеничних і колісних машин.

Призначено для студентів, аспірантів і докторантів технічних університетів, військових інститутів та академій Сухопутних військ, а також для фахівців в галузі озброєння та військової техніки відповідних спеціальностей.

Ил. 123. Табл. 3. Бібліогр.: 126 назв.

УДК 623.43:629.4.027.32

**ISBN 978-617-7771-07-3**

© Дущенко В.В., 2018 р.

## ВСТУП

Шановний колего! Дякую за Вашу увагу до цієї книги. Незалежно від того, чи Ви студент, у якого є бажання стати кваліфікованим фахівцем, чи Ви вже досвідчений спеціаліст з проектування військових гусеничних і колісних машин, сподіваюсь кожний з Вас знайде тут щось корисне і цікаве для себе.

При написанні даної книги автор використав результати своєї більш ніж 35-річної науково-дослідницької та викладацької роботи на кафедрі інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Подані матеріали використовуються при викладанні таких дисциплін, як «Конструювання та розрахунків гусеничних і колісних машин», «Спецпитання теорії гусеничних і колісних машин», «Теорія транспортних засобів», «Теорія технічних систем», «Основи наукових досліджень» та ін.

Деякі з результатів роботи, які стосуються математичного моделювання руху по нерівностях гусеничних і колісних машин, експериментальної оцінки вірогідності даних математичних моделей та параметричної оптимізації вузлів системи підресорювання, вже були опубліковані у монографії «Колебания в транспортных машинах». – Київ, 1996 р. та у навчальному посібнику «Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники». т.1. – Харків, 2012 р. Згадані математичні моделі були використані при проведенні усіх наступних розрахункових досліджень, які подаються у даному навчальному посібнику.

Тим не менш, науковий світ не стоїть на місці і наступає момент, коли кількість накопичених знань переходить у якісно новий погляд на можливість розв'язання наукових проблем, які до цього здавалися близькими до фантастичних.

Даний новий погляд базується на застосуванні таких сучасних наукових методологій, як теорія технічних систем, функціонально-фізичний аналіз, речовинно-польовий аналіз та ін., які на цей час продовжують розвиватися та удосконалюватися. Їх використання дає можливість кваліфікованому спеціалісту швидко і системно отримувати нетрадиційні альтернативні вирішення будь-яких наукових проблем, для чого у минулому необхідно було довго чекати примхливого натхнення.

Вашій увазі пропонується книга, що присвячена дослідженню та удосконаленню систем підресорювання гусеничних і колісних машин, як військового, так і громадського призначення. Автором зроблено спробу розв'язати існуючі проблеми за допомогою застосування нових наукових підходів та розробки нових методологій, при цьому він пам'ятав, що пише навчальний посібник і зробив усе, щоб він вийшов простим для розуміння. Книга містить основні поняття, класифікації, критерії розвитку, вимоги та приклади розрахунку конкретних вузлів систем підресорювання різного типу, що буде корисним студентам відповідних спеціальностей. У той же час, матеріал розділів розглянуто через призму теорії технічних систем з поступовим застосуванням нової методології, на базі якої автором одержано нові патентоспроможні нетрадиційні технічні рішення вузлів підвіски гусеничних і колісних машин. Ці результати будуть корисні допитливим студентам, аспірантам та фахівцям в галузі транспортного машинобудування.

Автор не претендує на повноту викладення матеріалу, а навпаки, вважає, що знаходиться на самому початку якісних принципових змін в конструкціях вузлів систем підресорювання гусеничних і колісних машин. Можливо когось з Вас ця книга надихне і Ви підете далі. Щиро бажаю успіху!

З повагою, В.В. Дуценко



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ВГКМ	– військові гусеничні і колісні машини;
ГА	– гідравлічний амортизатор;
ГМ	– гусенична машина;
ГП	– гідравлічний підресорник;
ГПП	– гідропневматична підвіска;
ДП	– демпфірувальний пристрій;
ЕБК	– електронний блок керування;
КМ	– колісна машина;
МРЕ	– магнітореологічні еластоміри;
ОВ	– опорні вузли (котки або колеса);
ПГР	– пневмогідравлічна ресора;
ПЕ	– пружний елемент;
ПП	– пневматична підвіска;
СКВ	– середньоквадратичні відхилення;
СРПК	– система регулювання положення корпусу;
СП	– система підресорювання;
ТЗ	– транспортні засоби;
ТР	– технічне рішення;
ТС	– технічна система;
ФА	– фрикційний амортизатор;
ФЕ	– фізичний ефект;
ФПД	– фізичний принцип дії;
ХЧ	– ходова частина.

## Розділ 1 | СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН: ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ

### 1.1. Система підресорювання як складна технічна система

Протягом усього життя ми користуємось речами, предметами, пристроями, які задовольняють наші зростаючі потреби. В загальному випадку, усі реально існуючі об'єкти, створені людиною або автоматом для задоволення своїх потреб, прийнято називати технічними системами (ТС).

У школі усі з нас вивчали закони еволюції природи, закони розвитку суспільства тощо, але не усі здогадуються, що техніка, ТС теж розвиваються не хаотично, а згідно із своїми законами. Володіючи цими законами, можна визначати перспективні напрямки розвитку тих чи інших ТС і створювати нові якісніші пристрої у найкоротший час, витрачаючи при цьому значно менше коштів.

Отже, будь-яку ТС можна охарактеризувати трьома факторами:

- фізичним принципом дії (ФПД);
- технічним рішенням (ТР), що його реалізує;
- вектором проектних параметрів, що характеризує дане ТР.

Інженер у своїй діяльності, усе життя, часто не здогадуючись про це, займається саме цими трьома питаннями.

**Вектор проектних параметрів.** Робота молодих спеціалістів, що закінчили технічний вуз і потрапили на роботу до конструкторського бюро або науково-дослідницької організації, зазвичай починається з розрахунку параметрів, характеристик, геометричних розмірів, вибору матеріалів того чи іншого вузла або агрегату, які б покращили його якісні показники. Наприклад, для торсіону, який є пружним елементом (ПЕ) системи підресорювання (СП, підвіски) транспортного засобу (ТЗ), розраховується його необхідна жорсткість, підбирається довжина та діаметр, що забезпечують потрібний динамічний хід підвіски.

Ще 40 років тому цей процес відбувався шляхом попередніх розрахунків з подальшим уточненням на дослідних зразках за допомогою стендових та натурних випробувань і носив назву – **раціональний вибір параметрів**. Він займав багато часу і вимагав значних витрат та досвіду. Але з появою, як тоді їх називали, електронних обчислювальних машин, які забезпечували необхідну швидкість, почали розроблятися математичні методи пошуку не раціональної, а оптимальної, тобто найкращої, в деякому розумінні, комбінації проектних параметрів

(оптимального вектора), для чого розроблювалися відповідні чисельні методи. За їх допомогою процес пошуку відбувався не методом перебору або спроб і помилок, а цілеспрямованим шляхом з мінімумом обчислювальних операцій, при забезпеченні високої точності результатів. Для того щоб електронна обчислювальна машина «розуміла», яка комбінація параметрів є найкращою, потрібно сформулювати та формалізувати **критерій якості** (цільову функцію) роботи даної ТС. Крім того, для обчислення значень критерію якості необхідно розробити математичну модель функціонування ТС, яка б з високою вірогідністю описувала її роботу та забезпечувала похибку результатів у прийнятних межах. Даний процес назвали **параметричною оптимізацією**.

На сьогоднішній день розроблено декілька широких класів методів параметричної оптимізації, які, разом із сучасною комп'ютерною технікою, дозволяють розв'язувати задачу пошуку оптимального вектора проектних параметрів для ТС будь-якої складності. Саме тому з упевненістю можна сказати, що використання математичних методів параметричної оптимізації при виборі параметрів та характеристик будь-якої ТС для сучасного інженера є обов'язковим і принциповим.

**Технічні рішення.** По мірі набуття досвіду інженер починає замислюватися над удосконаленням структури ТС, яка характеризується кількістю елементів, характером їх роботи, взаємозв'язком між собою та ін. Як правило, ця робота призводить до знаходження нових патентоспроможних рішень, що піднімають дану ТС на якісно новий рівень. Більшість винахідників займається саме пошуком нової структури, що в загальному випадку прийнято називати новим ТР. Так, наприклад, для ПЕ СП ТЗ підвищення якості було здійснено шляхом переходу від листової ресори до пружини і далі – до торсіона. Пошук нового ТР складніше формалізувати та запрограмувати для його здійснення за допомогою комп'ютера. Саме тому до останнього часу для знаходження нових ТР застосовувалися евристичні методи (виконуються тільки людиною), серед яких найбільш відомими є метод евристичних прийомів, мозкова атака, морфологічний аналіз та ін. Однак, на сьогоднішній день розроблюються і математичні методи оптимізації структури ТС. Вони більш складні для використання в інженерній практиці, бо в цьому разі, у процесі оптимізації може змінюватися як кількість проектних параметрів, так і характер роботи та взаємозв'язок між елементами ТС, що призводить до ускладнення математичного апарату. Процес пошуку нових ТР за допомогою спеціальних математичних і чисельних методів називається **структурною оптимізацією**. Інжене-

ру з досвідом, який займається пошуком нових ТР, необхідно, зважаючи на економічну доцільність та витрачений час, намагатися використовувати апарат структурної оптимізації, бо цей напрямок є перспективним.

**Фізичний принцип дії.** Під ФПД розуміється фізичний ефект (ФЕ) або сукупність сумісних ФЕ (законів, ефектів та явищ механіки, фізики, хімії тощо), які лежать в основі функціонування даної ТС. На сьогоднішній день людству відомо більше ніж 3000 ФЕ, але інженеру конкретної спеціальності їх відомо на порядок менше, а використовується в роботі з удосконалення тієї чи іншої ТС ще менше. Необхідно відзначити, що розробка і застосування нового ФПД досить часто здійснює справжню революцію у даному класі ТС. Як приклад можна навести перехід від радіоламп до напівпровідникових пристроїв і далі – до інтегральних мікросхем та чипів, у результаті чого обчислювальна техніка, яка у 80-х роках минулого століття займала велику кімнату, зараз поміщається у невеликій папці, забезпечуючи при цьому незрівнянні можливості. У транспортному машинобудуванні прикладом є перехід від ПЕ з ФПД на основі закону Гука (ресор, пружин, торсіонів) до ПЕ з ФПД на основі газових законів, тобто пневматичних і гідропневматичних підвісок (ПП і ГПП), що забезпечило ТЗ нові можливості та підвищило якість підресорювання. Але знаходження нового ФПД є «вищим пілотажем» інженерної діяльності і потребує широкого технічного кругозору, знання сучасних наукових методологій пошуку та останніх досягнень в області технологій, нових матеріалів, уміння зіставляти та аналізувати, відкидаючи другорядні деталі та, кінець кінцем, бути просто захопленим науковцем.

Одним з основних законів розвитку ТС є **закон прогресивної еволюції ТС**, який говорить про наступне [92]. Для ТС, що мають однакову функцію, перехід від покоління до покоління здійснюється шляхом подолання виявлених недоліків, при наявності необхідного науково-технічного рівня та соціально-економічної доцільності, за допомогою реалізації наступних трьох циклів розвитку.

*Цикл «А» – при незмінних ФПД та ТР, що його реалізує, удосконалюються проектні параметри, поки не буде вичерпано можливості щодо покращення критеріїв розвитку та показників якості даної ТС. У випадку, коли вимоги, що висуваються до ТС на даному етапі розвитку, задовольнити немає можливостей, відбувається перехід до циклу «Б» – здійснюється пошук нового ТР.* Так, наприклад, до ПЕ – листових ресор, в процесі розвитку ТЗ, поступово висувалися вимоги щодо збільшення енергоємності та динамічного ходу підвіски, що

призводило до невинновданого зростання маси та розмірів ПЕ і вступало у протиріччя з іншими вимогами. Головним недоліком даного ТР була робота листової ресори на вигін, який є недостатньо енергоємним видом деформації. Тому виникла потреба змінити ТР і листова ресора поступилася місцем пружині (деформація – вигін з крученням), яка у свою чергу, потім поступилася торсіону, що має найбільш енергоємний вид деформації – кручення. Як відзначалося, на сучасному етапі, при виконанні циклу «А» необхідно застосовувати методи параметричної оптимізації і відразу знаходити глобально оптимальний вектор проектних параметрів, згідно з заданим формалізованим узагальненим критерієм якості.

*Цикл «Б» – при незмінному ФПД, здійснюється пошук нових ТР, які можуть задовольнити вимоги, що зросли на новому етапі розвитку, після чого для знайдених ТР повторюється цикл «А». Якщо ж можливості нових ТР вичерпано і вимоги не задовольняються, необхідно перейти до циклу «В» – здійснити пошук нового ФПД.* Так, наприклад, в основі роботи ПЕ – листових ресор, пружин, торсіонів – лежить закон Гука – пружна деформація твердих тіл, який і є ФПД згаданих ТР. Довгий час даний ФПД задовольняв вимогам, що висувалися до СП, і ПЕ на його основі стали найпоширенішими на сьогоднішній день у підвісках ТЗ. Однак, коли для подальшого покращення показників якості СП з'явилася необхідність керувати характеристикою цих ПЕ, то даний ФПД виявився неспроможним для користування, бо не міг забезпечити змінні властивості матеріалу, з яких ПЕ були зроблені. Таким чином, з'явилася потреба у новому ФПД і він був знайдений, а точніше про нього згадали, бо ТР на його основі було запатентовано на 30 років раніше, від їх практичного використання. Це ПП і ГПП з ФПД на основі газових законів. Як відмічалося, на сучасному етапі розвитку, при виконанні циклу «Б», необхідно намагатися застосовувати не тільки евристичні методи, але і новітні методи структурної оптимізації, які дозволять відразу знаходити глобально оптимальне ТР згідно з заданим формалізованим узагальненим критерієм якості.

*Цикл «В» – після вичерпання можливостей циклів «А» і «Б» відбувається пошук нового ФПД, який би усував протиріччя розвитку та задовольняв висунутим підвищеним вимогам. Після цього, для одержаного ФПД повторюються цикли «А» і «Б». На сьогоднішній день відомі методології синтезу нових ФПД для окремих типів і класів ТС. Цей процес складний, трудомісткий, який заважко формалізувати, але роботи в цьому напрямку на сьогоднішній день активізуються, бо іншого шляху розвитку ТС не існує.*

Розглянутий закон прогресивної еволюції ТС лежить в основі методології знаходження найкращих варіантів ТС, коли пошук глобально оптимальних ФПД, ТР та вектора проектних параметрів має відбуватися безперервно у системах автоматизованого проектування, що значно скоротить витрати часу та коштів на розробку принципово нових ТС.

Необхідно підкреслити, що перехід до оптимального вектора проектних параметрів, нових ТР або ФПД може здійснюватися лише за умов необхідного науково-технічного рівня та соціально-економічної доцільності. Саме тому дуже багато винаходів чекали свого часу роки і десятиріччя, а їх творці так і не одержали прижиттєвого визнання.

## **1.2. Класифікація, основні поняття та вимоги, що висуваються до систем підресорювання**

У загальному випадку, в даному навчальному посібнику будуть розглядатися ТЗ, призначені для виконання спеціальних задач, пов'язаних з рухом по ґрунтовим дорогам і пересіченій місцевості з достатньо великою швидкістю, тобто ТЗ військового призначення або військові гусеничні та колісні машини (ВГКМ). Однак, прийняті підходи і результати будуть справедливі і при дослідженні ТЗ цивільного призначення, оскільки основними показниками, що характеризують їх якість, є маса вантажу (кількість пасажирів), що перевозяться, та середня швидкість руху. Останній показник безпосередньо залежить від якості СП, яка забезпечує необхідну плавність ходу у заданих дорожніх умовах та можливість повного використання потужності силової установки і характеристик трансмісії. При цьому повинна забезпечуватися максимальна безпека руху.

Основними показниками, що характеризують якість ВГКМ, є її вогнева потужність, захищеність та рухомість, у забезпеченні яких істотну роль відіграє СП. Від міри її досконалості залежить ефективність використання озброєння при стрільбі з ходу на високих швидкостях руху, забезпечується непряма захищеність шляхом зниження вірогідності ураження за рахунок підвищення рухомості на місцевості та скорочення часу перебування під вогнем супротивника. Висока рухомість забезпечується плавністю ходу, яка задовольняє ергономічним вимогам. Доведено, що навіть невеликі вертикальні пришвидшення викликають втому екіпажа, притуплюють сприйняття дорожньої обстановки і спотворюють її оцінювання. Внаслідок цього зростає

кількість помилок в керуванні, знижується швидкість руху і збільшується час виконання бойових завдань, тобто погіршується якість виконання екіпажем своїх функціональних обов'язків у разі ведення тривалих бойових дій.

Крім того, необхідність подальшого вдосконалення СП викликана тенденцією розширення її функцій, що намітилася. Так, за допомогою системи регулювання положення корпусу машини (СРПК) покращується прохідність ТЗ і збільшуються можливості подолання перешкод, забезпечується зменшення розмірів ВГКМ як цілі і поліпшення її маскування, збільшуються кути наведення озброєння, забезпечується скорочення часу на підготовку машини до повітряного десантування.

Саме тому останнім часом спостерігається тенденція вдосконалення вузлів СП шляхом керування їх характеристиками (слідом за силовою установкою та трансмісією), використання нових альтернативних ТР та пошуку нових ФПД, для чого розроблюються відповідні методології аналізу та синтезу.

У загальному випадку підвіска складається з уже згаданих *пружних елементів* (ПЕ) і *демпфірувальних пристроїв* (ДП, амортизаторів), які забезпечують динамічний зв'язок між підресореним корпусом машини і опорними вузлами (ОВ), тобто колесами або катками її рушія (колісного або гусеничного), а також *напрямних пристроїв*, які забезпечують аналогічний кінематичний зв'язок.

ПЕ служать для пом'якшення поштовхів і ударів, що виникають при русі ТЗ по нерівностях, шляхом перетворення енергії цих поштовхів у потенційну енергію ПЕ. У свою чергу, ДП поглинають і перетворюють у тепло енергію поштовхів і ударів з боку дорожнього профілю, енергію ПЕ, що запасасться ними, та енергію коливань підресореного корпусу машини. Таким чином, відбувається гасіння коливання останнього. Напрямні пристрої задають необхідне положення ОВ у просторі відносно дорожнього профілю і підресореного корпусу машини, що дуже актуально для колісних машин (КМ), коли потрібно забезпечити необхідні стійкість, керованість і безпеку руху, а також знизити знос шин та інших вузлів ходової частини (ХЧ).

Якщо підвіска одного з ОВ яким-небудь чином пов'язана з підвіскою іншого, то її називають *залежною*, інакше – ТЗ має *незалежну* підвіску. Крім того, СП може бути звичайною (некерованою) або мати систему керування будь-якого типу, включати в себе систему охолодження вузлів, а також мати інші особливості.

Виходячи із складових частин та особливостей їх конструктивного виконання, можна провести наступну класифікацію вузлів СП ТЗ, подану на рис. 1.1.

**Підресореною масою  $m_n$**  будемо називати масу підресореного корпусу ТЗ з агрегатами, що знаходяться у ньому, устаткуванням, вантажем і пасажирями (екіпажем), тобто ту її частину, яка спирається безпосередньо на підвіску. До **непідресореної маси** будемо відносити маси ОВ, мостів, а також половину маси деталей та вузлів, які пов'язані одночасно з підресореними і непідресореними масами (вузли підвіски, гусениці, карданні вали та ін.).

Переміщення ОВ у вертикальній площині відносно корпусу машини називається їх ходом  $h_k$  (**ходом підвіски**), який розподіляється на **статичний  $h_{ст}$**  і **динамічний  $h_d$  ходи**.

Статичний хід – це вертикальне переміщення ОВ з положення, що відповідає повністю розвантаженому ПЕ (один з важелів напрямного пристрою може спиратися в обмежувач ходу відбою), до положення, коли машина знаходиться на опорній поверхні у стані спокою (**статичне положення, статика**). В цьому випадку кожен ОВ сприймає свою частину ваги машини.

Динамічний хід – це вертикальне переміщення ОВ вгору, що відлічується від статичного положення до торкання напрямного пристрою підвіски з обмежувачем її ходу (хід стискування). Далі настає так званий пробій підвіски. У разі наявності обмежувачів ходу, які можуть деформуватися (еластомірні буфери, пружні підресорники та ін.), їх хід стискування також включається у повний динамічний хід підвіски. Чим більше динамічний хід, тим, як правило, більше енергоємність СП.

**Коефіцієнтом динамічності підвіски  $K_d$**  називається відношення найбільшої вертикальної реакції ґрунту  $N_{zmax}$  на ОВ, обумовленою дією ПЕ (включаючи пружні підресорники, при їх наявності, тобто динамічний хід підвіски повністю використаний), до аналогічної реакції  $N_{ст}$  у статичному положенні. Його значення зазвичай лежать у наступних межах: для гусеничних машин (ГМ) – 2,5...5,0 (більші значення відносяться до ГПП); для легкових автомобілів – 1,7...1,8 і для вантажних автомобілів – 2,0...3,0 (менші значення стосуються підвіски передніх коліс).

**Пружною характеристикою підвіски** (характеристикою ПЕ, що приведена до вісі ОВ) називається залежність вертикальної реакції ґрунту  $N_z$  на вісі ОВ, обумовленою дією ПЕ, від ходу підвіски  $h_k$  (рис. 1.2).



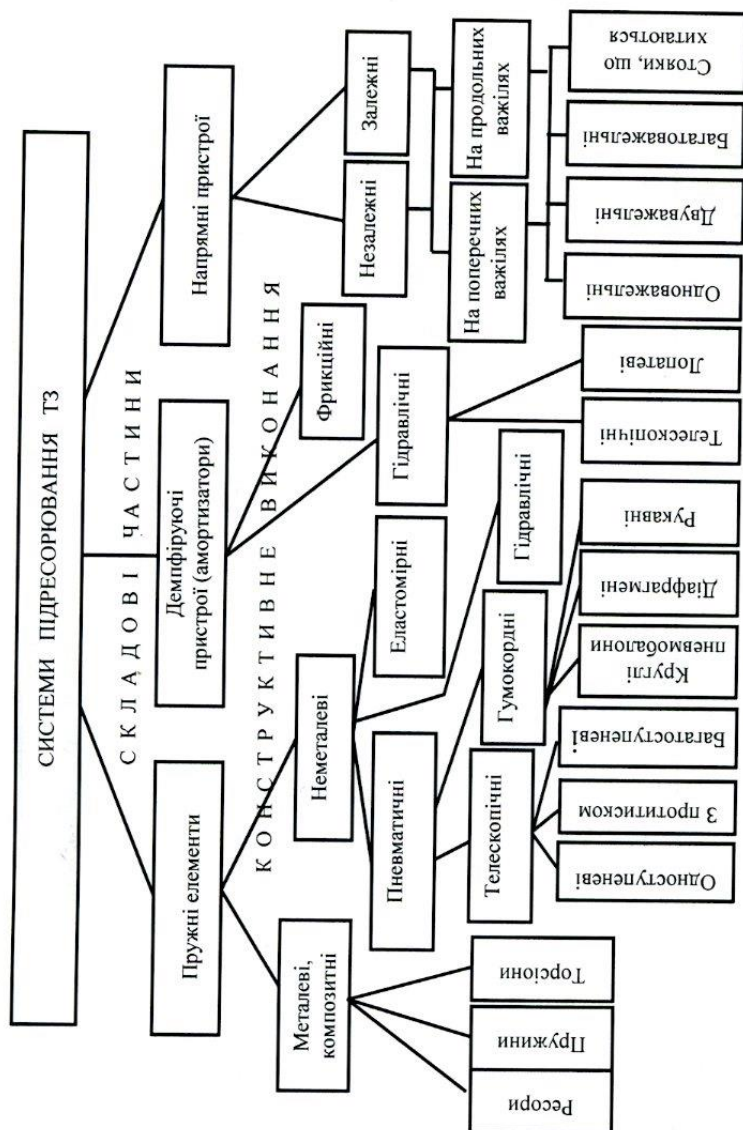


Рис. 1.1. Класифікація систем підресорування ТЗ

Пружна характеристика може мати як лінійний, так і нелінійний характер, що залежить від характеристик власне ПЕ, а також кінематики напрямного пристрою, що використовується.

Пружна характеристика оцінюється **приведеною жорсткістю підвіски**  $C_{\Pi}$ , яка в загальному випадку являє собою відношення приросту вертикальної реакції на ОВ, що обумовлена дією ПЕ, до приросту ходу підвіски в околиці точки характеристики, для якої визначається приведена жорсткість:

$$C_{\Pi} = \frac{dN_z}{dh_k} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.1)$$

Тобто, для лінійної пружної характеристики приведена жорсткість підвіски є постійною, а для нелінійної характеристики є змінною величиною, яка залежить від ходу підвіски.

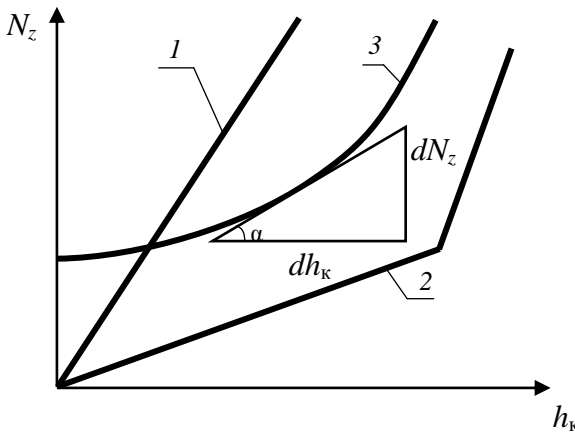


Рис. 1.2. Пружні характеристики підвіски:  
1 – лінійна (звичайні металеві ПЕ); 2 – з пружним підресорником; 3 – нелінійна (пневматична підвіска)

У загальному випадку підресорений корпус ТЗ має шість ступенів свободи. На основі експериментальних і теоретичних досліджень встановлено, що при розрахунку і виборі характеристик вузлів СП достатньо розглядати лише два ступені свободи: **вертикальні (z)** та **поздовжньо-кутові ( $\varphi$ )** коливання підресореного корпусу машини.

**Власними частотами** вертикальних і поздовжньо-кутових коливань підресореного корпусу машини називаються частоти цих коливань, які виникають при одноразовому відповідному виведенні системи з положення рівноваги будь-яким способом. З незначною похибкою власні кругові частоти можна розрахувати за формулами (1.3), вважаючи підвіску симетричною, тобто коли виконується умова (1.2):

$$\sum_{i=1}^{NK} C_{pi} l_{ki} = 0, \quad (1.2)$$

де  $NK$  – кількість підвісок одного борту;  $C_{pi}$  – приведена жорсткість  $i$ -ї підвіски;  $l_{ki}$  – відстані від ц.в. до вісей ОВ по горизонталі (беруться додатними до носу машини та від'ємними до корми). При цьому у випадку ГМ впливом гусениці нехтують.

Тоді

$$\omega_z = \sqrt{\frac{2}{m_n} \sum_{i=1}^{NK} C_{pi}}; \quad \omega_\varphi = \sqrt{\frac{2}{I_y} \sum_{i=1}^{NK} C_{pi} l_{ki}^2}. \quad (1.3)$$

Тут  $I_y$  – момент інерції підресореного корпусу машини, відносно поперечної вісі, що проходить через її ц.в.

Тоді власні частоти і періоди, відповідно, вертикальних і поздовжньо-кутових коливань будуть дорівнювати:

$$n_z = \frac{\omega_z}{2\pi}; \quad T_z = \frac{2\pi}{\omega_z}; \quad n_\varphi = \frac{\omega_\varphi}{2\pi}; \quad T_\varphi = \frac{2\pi}{\omega_\varphi}. \quad (1.4)$$

Дані частоти не рівні між собою, хоча і розташовані поруч. Їх величина повинна знаходитися в межах, допустимих за ергономічними вимогами, мова про які піде нижче.

**Вимушені коливання** підресореного корпусу машини виникають при періодичній зовнішній дії, що збурює з боку нерівностей дорожнього профілю, причому експериментально встановлено, що їх частота у більшості випадків дорівнює частоті вказаної дії, що визначається відстанню між цими нерівностями та швидкістю руху машини. При збігу частот власних коливань з частотою зовнішнього збурення настає **резонанс**, який може призвести до пробойів підвіски, погіршення плавності ходу і зниження швидкості руху.

**Резонансні швидкості руху** можна визначити як:

$$V_z = a \cdot n_z; \quad V_\varphi = a \cdot n_\varphi, \quad (1.5)$$

де  $a$  – відстань між періодичними нерівностями.

Наприклад, якщо  $a = 8$  м, а  $n_z = 0,8$  с<sup>-1</sup>, то резонансна швидкість руху машини по даному профілю складе:

$$V_z = a \cdot n_z = 6,4 \text{ м/с}; \quad (23,04 \text{ км/год}). \quad (1.6)$$

Розглянемо вимоги, що ставлять до СП ВГКМ, які відносяться до ТЗ, що працюють у найбільш важких умовах. Дані вимоги можна розділити на наступні три групи, кожна з яких містить конкретні показники якості з своїми числовими характеристиками.

**1-ша група.** СП не повинна обмежувати найбільшу, можливу за тяговими характеристиками, швидкість руху машини, тобто пробої підвіски мають бути відсутніми, максимальні вертикальні пришвидшення не перевищувати значення, що допускаються, для різних частот збурення (див. нижче), а за наявності стабілізатора озброєння СП повинна забезпечувати необхідну ефективність стрільби з ходу.

**2-га група.** СП має бути простою, надійною, ремонтпридатною, мати малу вагу та вартість, а також високу живучість.

**3-тя група.** СП має забезпечувати можливість управління характеристиками ПЕ і ДП, а також положенням підресореного корпусу машини. Це дозволить знизити силует, підвищити прохідність, збільшити кути наведення озброєння, здійснювати десантування на днище машини, вирівнювати, за необхідності, корпус машини по горизонту та забезпечувати постійний кліренс при зміні ваги машини у 2...4 і більше разів. Крім того, найголовнішим є те, що управління характеристиками СП дозволить підвищити плавність ходу, поліпшити стійкість і керованість, а також безпеку руху та економічність машини.

Вимоги до СП можна розділити на вимоги, що відображають стомлюваність людей (**ергономічні вимоги**), і суто технічні вимоги, хоча часто вони і взаємозв'язані. Встановлено, що на стан екіпажу

ВГКМ у найбільшій мірі впливають частота коливань та діючі *максимальні вертикальні пришвидження* (перевантаження).

Для задовільного стану екіпажу ВГКМ необхідне виконання таких ергономічних вимог [17,97] :

1. Власні частоти коливань підресованого корпусу мають знаходитися у межах 0,8...2,0 Гц. При нижчих частотах у екіпажу виникають симптоми «морської хвороби», при вищих частотах, унаслідок виникнення неприємних відчуттів, знижуються допустимі значення вертикальних пришвиджень.

2. При частотах дії, що збурює, у межах 0...2,0 Гц (низькочастотні коливання, рух по ґрунтових дорогах та пересіченій місцевості) короточасні максимальні вертикальні пришвидження у місцях розташування екіпажу не повинні перевищувати 3 g (при виникненні пробовів підвіски вказані пришвидження, як правило, будуть вищими).

3. При частотах дії, що збурює, у межах 2,0...25,0 Гц (високочастотні коливання, рух по мерзлій оранці уперек борозен, бруцатці та ін. ) короточасні максимальні вертикальні пришвидження (пришвидження тряски) не повинні перевищувати 0,5 g.

Кращою за якістю вважається СП, яка забезпечує менші значення амплітуд, швидкостей та пришвиджень вертикальних і поздовжньокутових коливань підресованого корпусу, а також меншу їх частоту, у відмічених вище межах.

Оптимальною характеристикою ПЕ є та, за якою вказані коливання будуть найменшими при одночасному збуренні через ОВ підвіски та при прикладенні сил, що збурюють, безпосередньо до корпусу машини (сили інерції при розгонах, гальмуванні та маневруванні, віддача при пострілі та ін.).

З усіх можливих характеристик ДП перевагу віддають таким, що не сприяють збільшенню коливань підресованого корпусу і одночасно дозволяють забезпечити їх найбільш ефективне гасіння.

Особливою проблемою СП важких ВГКМ є висока теплова напруженість їх ДП. Недостатня енергоємність ДП, їх перегрів і вихід з ладу не дозволяють забезпечити потрібну плавність ходу і в необхідній мірі гасити коливання підресованого корпусу, що знижує ефективність застосування стабілізованого озброєння, коли приводи його наведення

не встигають відслідковувати ціль або озброєння встає на обмежувачі внаслідок завеликих амплітуд поздовжньо-кутових коливань підресованого корпусу машини. Докладно теплова напруженість ДП та способи її зниження будуть розглянуті у підрозд. 3.4.

Напрямні пристрої СП мають забезпечувати постійність колії КМ, добрий контакт шин з дорогою та їх мінімальний знос, а також високу стійкість, керованість і безпеку руху. Для ГМ повинна забезпечуватися стійкість гусеничного обводу та запобігання скиданню гусениці.

Розглянемо ергономічні вимоги до СП ТЗ цивільного призначення. Оскільки вони призначені для експлуатації переважно на дорогах з покриттям, основним показником їх плавності ходу будуть не максимальні вертикальні пришвидшення, а *середньоквадратичні відхилення* (СКВ) вертикальних пришвидшень підресованого корпусу у місцях розташування людей. Крім того, додатково оцінюються і максимальні вертикальні пришвидшення, вірогідність появи яких складає більше ніж 1,5 %. Власні ж частоти коливань підресованого корпусу мають знаходитися в межах 1,0...1,5 Гц для легкових автомобілів і 1,0...2,0 Гц – для вантажних.

Оскільки легкові автомобілі, автобуси, вантажні автомобілі та машини підвищеної прохідності призначаються для експлуатації в дорожніх умовах і на режимах, що відрізняються між собою, вони, залежно від категорії дороги, мають різний рівень допустимих переважень.

Так, для вантажних автомобілів рівень СКВ вертикальних пришвидшень у місцях розташування людей не повинен перевищувати 0,4 g, а максимальні пришвидшення не повинні перевищувати 2 g. Для легкових автомобілів межею комфорту є їзда з СКВ вертикальних пришвидшень не більшими за 0,1 g. Межею зручної їзди є рівень 0,25 g і межею перевантажень нетривалої дії рівень 0,4 g.

Для виконання вимог до підвіски як ГМ, так і КМ, що викладені вище, при проектуванні їх СП досить часто необхідно реалізовувати суперечливі характеристики ПЕ і ДП. Іншими словами, підвіска має бути і «м'якою», і «жорсткою» практично одночасно.

З одного боку, для забезпечення абсолютної плавності ходу, у разі збурення з боку дорожнього профілю через ОВ, пружна характеристика підвіски на якомога більшому своєму ході має бути нечутливою до цієї дії і не передавати зусиль на підресорений корпус до моменту, близького до пробою підвіски, тобто мати ділянку з «нульовою жорсткістю» (рис. 1.3).

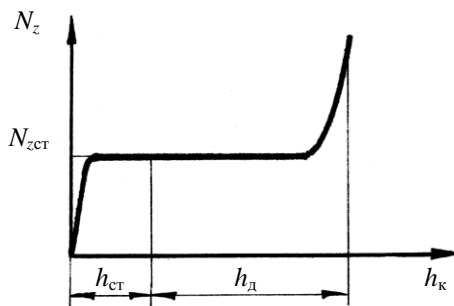


Рис. 1.3. Нечутлива характеристика підвіски

З іншого боку, оптимальність такої «м'якої» СП ставиться під сумнів у важких дорожніх умовах, коли висоти нерівностей можуть перевищити величину динамічного ходу підвіски, що призведе до її частих пробойів, а також при прикладенні факторів, що збурюють (сил інерції, пориву вітру, віддачі при пострілі), безпосередньо до підресореного корпусу. У цих випадках підвіска має бути більш «жорсткою». Дані судження відносяться до характеристик як ПЕ, так і ДП.

Таким чином, для некерованих підвісок ТЗ, залежно від їх призначення, кожного разу необхідно шукати компроміс «нечутливості» підвіски, який би забезпечив виконання вимог, що пред'являються. Розв'язання цієї задачі на цей час неможливе без залучення сучасних методів параметричної та структурної оптимізації.

### 1.3. Дорожні умови, швидкісні характеристики та швидкісний коефіцієнт якості системи підресорювання

Щоб оцінити якість і порівняти різні типи СП необхідно з усіх дорожніх умов, що зустрічаються, вибрати один або декілька еталонних профілів нерівностей. Особливо це актуально при проведенні розрахункових досліджень, оскільки від способу подання розрахункового профілю нерівностей залежить математичний апарат, що використовується, і, зрештою, точність отриманих результатів [17,54,63]. При полігонних же випробуваннях СП кожен завод-виробник або КБ мають свої полігонні траси з більш-менш постійним профілем, що утруднює об'єктивне оцінювання підвісок ТЗ різних виробників.

Для полегшення даного оцінювання, відносно ВГКМ використовується методика визначення ступеня важкості дорожніх умов за допомогою інтегральних показників, які враховують висоту і довжину нерівностей, що зустрічаються. Залежно від їх значень проводиться класифікація і розділення реальних трас на категорії.

У роботі [11] було введено показник *інтенсивності дорожньої дії*  $I_{\delta}$ , який визначався за виразом:

$$I_{\delta} = \frac{\pi H^2}{4L'}, \quad (1.7)$$

де  $H$  і  $L'$  – відповідно середньоарифметичні значення висоти і довжини нерівностей на даній ділянці реальної траси.

У галузі були прийняті такі значення даного показника, що відповідають легким ( $1500 \pm 500$  мм<sup>2</sup>/м), середньої важкості ( $3000 \pm 500$  мм<sup>2</sup>/м) та важким ( $4000 \pm 500$  мм<sup>2</sup>/м) дорожнім умовам. Але, як показали дослідження, проведені автором [63], даний показник не завжди відповідає дійсності, бо на коротких нерівностях він може мати значення, характерні для важких дорожніх умов, а плавність ходу при цьому буде кращою, ніж при русі по довгим нерівностям, навіть з



меншою висотою, які відповідають дорожнім умовам середньої важкості.

Окрім реальних трас при проведенні полігонних випробувань ВГКМ широко використовуються штучні нерівності, наприклад, трикутної форми з постійною або змінюваною висотою, які встановлюються з різним кроком на рівній ділянці дороги з твердою основою.

Для збудження низькочастотних коливань достатньо використовувати три пари таких нерівностей. Вважається, якщо після проїзду третьої пари нерівностей пробої підвісок відсутні, а вертикальні пришвидшення не перевищують допустиму величину, то і на усіх подальших нерівностях результат буде аналогічним. Відстань між цими нерівностями зазвичай установлюють рівною 1,5; 2,0 та 2,5  $L$ , де  $L$  – довжина опорної поверхні гусениці у випадку ГМ або база машини у разі багатоопорної КМ. Зазвичай  $L$  складає 4,0...4,8 м. Швидкість руху при проведенні випробувань установлюють від 20 до 50 км/год з кроком 5 км/год.

Високочастотні коливання (тряска) збуджують за допомогою 6...8 пар штучних трикутних нерівностей заввишки 50 мм і завдовжки 500 мм. Також можна використовувати поперек укопані у землю колоди або труби відповідного діаметра. Їх установлюють з відстанню, що дорівнює кроку ОВ машини. Швидкість руху змінюють від 5 до 20 км/год з кроком 3...5 км/год.

Полігонні випробування КМ цивільного призначення, як правило, проводять на різних типах доріг з покриттям, які розділені на категорії. В якості їх характеристик приймають спектральну щільність мікропрофілю, середньоквадратичну висоту нерівностей та інші показники. Довжина ділянок складає 250...1000 м, швидкість руху знаходиться в межах 30...90 км/год. При розрахункових дослідженнях коливань корпусу КМ вибраний мікропрофіль розглядається як ергодична стаціонарна випадкова функція залежності висот нерівностей від довжини, причому встановлено, що їх розподіл практично підкоряється нормальному закону.

Залежно від постановки задачі (детермінований або статистичний підхід [54,63]) розрахунковий профіль вибирають або у вигляді гармонійної функції чи масиву висот нерівностей, заданих з певним

кроком по шляху, або у вигляді випадкової величини. При цьому необхідно задавати характеристики дорожнього профілю, які б відповідали дорожнім умовам, що реально зустрічаються.

Зупинимося детальніше на дорожніх умовах, в яких експлуатуються ВГКМ. Аналіз доріг, наїжджених ГМ, дозволяє стверджувати, що найчастіше, іноді декілька разів підряд, на них зустрічаються нерівності, форма яких близька до гармонійної, тобто описується функціями  $\sin$  або  $\cos$ .

Щоб з'ясувати величини висот і довжин нерівностей, які зустрічаються, були записані і оброблені результати їх безперервної реєстрації на великих ділянках доріг, наїжджених ГМ, а також звичайних ґрунтових доріг, що наїжджені КМ, характерних для середньої смуги європейської частини колишнього СРСР. Отримані результати були описані в роботі [17] у вигляді **функцій розподілу по шляху висот і довжин нерівностей** (функцією розподілу випадкової величини  $X$  називається вірогідність того, що вона набуде значення менше, ніж деяке задане  $x$ , тобто  $F_S(X) = P\{X < x\}$ ). Графіки даних функцій подані на рис. 1.4,а,б.

Одним з головних висновків, які можна зробити при аналізі функцій розподілу висот нерівностей (рис. 1.4,а), є те, що вірогідність зустрічі нерівностей з висотою, яка не перевищує 240 мм, складає 0,8...0,9, тобто досить близька до одиниці. Отже, забезпечивши необхідну плавність ходу на нерівностях такої висоти, СП практично не буде обмежувати швидкісних можливостей ВГКМ, які їй забезпечує силова установка і трансмісія. Однак, необхідно зазначити, що це є складною науково-технічною проблемою і на теперішній час лише деякі зразки ВГКМ наблизилися до даного рівня.

Як показує практика і підтверджує функція розподілу довжин нерівностей (рис. 1.4,б), ГМ при багаторазовому проїзді по ґрунтовій дорозі, вибиває «під себе» синусоїдальний профіль з відстанню між нерівностями близько  $2L$  (так звана «танкова» дорога). Це пояснюється характером коливань підресованого корпусу, а також тим, що цей профіль відповідає резонансному діапазону швидкостей 25...35 км/год, який є найбільш поширеним при русі ГМ на місцевості, оскільки час-

то, за недостатньої потужності двигуна і великих втрат у ХЧ, рухатися швидше в даних умовах неможливо.

У зв'язку з описаним вище, при розрахунку СП ГМ, за найбільш несприятливий приймають саме цей профіль нерівностей. Вважається, що якщо вибрані параметри і характеристики СП при русі по цьому профілю забезпечують необхідну плавність ходу, то при русі по будь-якому іншому плавність ходу буде ще вища.

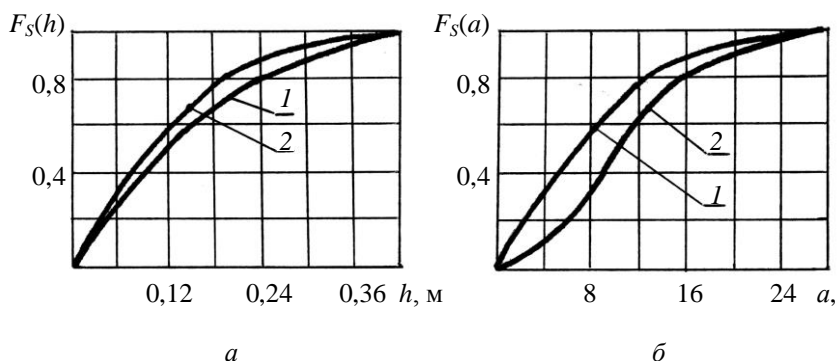


Рис. 1.4. Функції розподілу по шляху висот і довжин нерівностей:

$a$  – висоти нерівностей;  $b$  – довжини нерівностей;

1 – дороги, що найїджені ГМ; 2 – дороги, що найїджені КМ

Для оцінювання СП ВГКМ і плавності ходу, що нею забезпечується, прийнято будувати **швидкісну характеристику СП**, яка являє собою залежність висоти нерівностей  $h$ , яку машина може подолати без пробойів підвіски або з вертикальними пришвидженнями, не більшими за 3 g, від швидкості руху  $V$  (рис. 1.5). Дана характеристика будується для випадку руху по найбільш несприятливому синусоїдальному профілю з відстанню між нерівностями, що складає 2 L. Наприклад, із швидкістю 40 км/год можна рухатися без пробойів підвіски (з пришвидженнями, меншими ніж 3 g) лише при висоті нерівностей, що не перевищує 250 мм (т. А). Таку висоту нерівностей називають прохідною.

**Мінімальна прохідна висота нерівностей** відповідає резонансній швидкості руху, у даному випадку 28 км/год і є одним з головних показників якості СП. Для більшості ВГКМ 2-го післявоєнного покоління (розроблені в 60-х роках ХХ ст.) мінімальна прохідна висота нерівностей не перевищувала 150 мм. СП сучасних серійних ВГКМ забезпечує даний показник у межах 200...210 мм.

Крім того, якість підресорювання може перевірятися на дорожніх профілях з відстанню між нерівностями 1,5  $L$  та 2,5  $L$ . Як видно із графіків, при цьому відповідно зменшуються або збільшуються резонансні швидкості руху, на яких прохідна висота нерівностей мінімальна. З'єднавши найнижчі (резонансні) точки швидкісних характеристик, що побудовані для нерівностей різної довжини, можна одержати криву обвідної швидкісної характеристики.

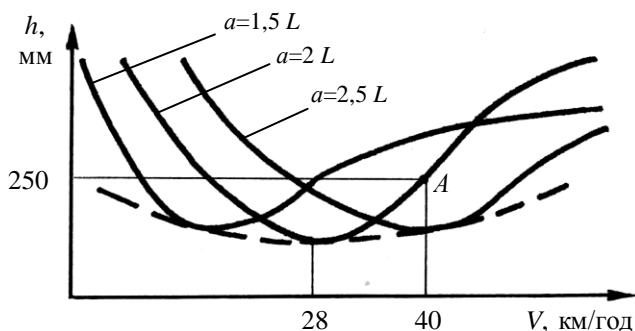


Рис. 1.5. Швидкісні характеристики СП

Для оцінювання СП військових КМ, спільно зі швидкісними характеристиками СП, також будуються графіки залежності СКВ вертикальних пришвидшень від швидкості руху машини по дорогах з різною відстанню між нерівностями.

Крім побудови швидкісних характеристик, якісне оцінювання та порівняння СП різних ВГКМ проводять за допомогою безрозмірного **швидкісного коефіцієнта якості СП** —  $K_{СП}$  [17]. Даний коефіцієнт

також дозволяє сформулювати вимоги щодо мінімальної прохідної висоти нерівностей до СП перспективних машин.

$$K_{\text{СП}} = \frac{V_{\text{сер.сп}}}{V_{\text{сер.дв}}}, \quad (1.8)$$

де  $V_{\text{сер.сп}}$  – середня швидкість руху, обчислена за спеціальною методикою, з урахуванням обмежень, що накладаються СП (пробой підвіски мають бути відсутніми, вертикальні пришвидження не перевищують припустимі межі) при русі по найбільш несприятливим нерівностям;  $V_{\text{сер.дв}}$  – середня швидкість руху, обчислена за спеціальною методикою, для аналогічних дорожніх умов, що обумовлена лише тяговими можливостями двигуна та трансмісії, без урахування обмежень, які накладаються СП.

Даний коефіцієнт характеризує можливість руху по найбільш несприятливим нерівностям, тому вважається, що при його величині, рівній або більшій за 0,95, СП практично не буде обмежувати швидкості руху, можливої по тяговим характеристикам машини, які забезпечуються силовою установкою і трансмісією.

У роботі [17] шляхом аналізу швидкісних характеристик та відповідних функцій розподілу були побудовані залежності мінімальних прохідних висот нерівностей від швидкісного коефіцієнта якості СП та середньої швидкості руху, які подані на рис. 1.6.

Як уже згадувалося, СП більшості ВГKM, що були розроблені в 60-х роках минулого століття, забезпечують мінімальну прохідну висоту нерівностей близько 150 мм. Із графіків (рис. 1.6) випливає, що при середній можливій швидкості руху на місцевості 30 км/год (визначається двигуном і трансмісією), коефіцієнт якості  $K_{\text{СП}}$  даних машин дорівнює 0,87, що у загальному випадку є непоганим результатом. Однак, при проведенні у наступні роки модернізації цих ВГKM, яка полягала в основному у використанні більш потужних двигунів і вдосконалених трансмісій, середня швидкість руху на місцевості зростала до 50 км/год. При збереженні колишніх СП даний коефіцієнт якості знижується до рівня  $K_{\text{СП}} = 0,78$ , що є явно недостатнім.

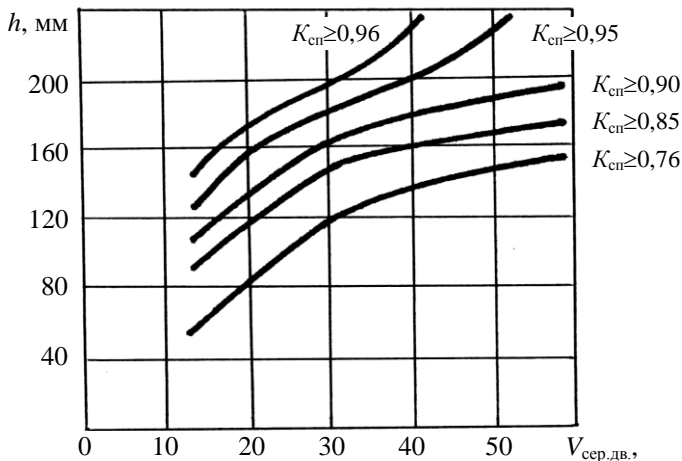


Рис. 1.6. Швидкісний коефіцієнт якості СП, середня швидкість руху і мінімальна прохідна висота нерівностей

Також із графіків рис. 1.6 впливає наступне: щоб одержати  $K_{СП} \geq 0,95$ , при середній швидкості руху на місцевості 50...55 км/год (вимоги до сучасних ВГКМ), необхідно забезпечити мінімальну прохідну висоту нерівностей не меншу за 230...240 мм, що на сьогоднішній день є складною науково-технічною проблемою, вирішення якої вимагає проведення глибоких науково-дослідницьких та дослідно-конструкторських робіт.

#### 1.4. Аналіз систем підресорювання і напрямків їх розвитку на основі системного підходу та законів розвитку техніки

Історія розвитку СП ТЗ підтверджує неодноразові цикли згаданого вище закону прогресивної еволюції ТС, коли шляхом їх чередування знаходилися нові ФПД, ТР та проектні параметри тих чи інших вузлів підвіски. Усунення головних недоліків для кожного покоління

СП було пов'язане з виконанням вимог, що висувалися до них на даному історичному етапі. Впродовж тривалого часу вказані вимоги формувалися з вимог 1-ї групи, де змінювалися лише кількісні значення показників якості, при цьому істотний відбиток накладали і необхідні показники 2-ї групи. Розвиток СП відбувався за **двома принциповими шляхами** удосконалення вузлів — **збільшення динамічного ходу підвіски та підвищення енергоємності ДП.**

Проведемо класифікацію відомих на цей час ФПД вузлів підвіски та ТР, що їх реалізують, які подані на рис. 1.7. та 1.8. Дана класифікація не претендує на повноту, а відображає лише спробу поглянути на СП як на ТС, що має певну структуру і підкоряється законам розвитку техніки.

Як впливає з наведеної класифікації, на сьогоднішній день функціонування, як ПЕ, так і ДП підвіски ТЗ ґрунтується на чотирьох відповідних ФПД, при цьому у СП ВГКМ використовуються лише по два ФПД, що вказані першими. Дані ФПД мають по декілька найбільш поширених ТР.

Традиційно у СП ВГКМ застосовувалися ПЕ, ФПД яких ґрунтувався на законі Гука. По мірі зростання кількісних показників з 1-ї групи вимог ресорна підвіска, відповідно до циклу «Б» (пошук нового ТР), поступила місцем пружинній, яка, у свою чергу, була витиснута торсіонною підвіскою, що нині і є найбільш поширеною на ВГКМ.

Свого часу, при проектуванні таких ВГКМ, як танки 2-го після воєнного покоління (початок 60-х років минулого століття), це ТР виявилось на межі своїх можливостей. Марки сталей, що використовувалися на той час при виготовленні торсіонних валів, не дозволяли збільшити динамічний хід підвіски відповідно до нових підвищених вимог. Тому фахівці США, ФРН, Японії і Швеції провели дослідження з використання ПЕ з новим ФПД (цикл «В»), що ґрунтувався на газових законах, тобто ГПП та ГПП. Вважалося, що їх переваги знімуть питання, як із збільшення динамічного ходу підвіски, так і з компонування вузлів СП у гусеничному обводі. Проте, проведені випробування дослідних зразків показали, що розроблені ГПП не давали відчутного виграшу за вимогами 1-ї групи, але істотно програвали торсіонним підвіскам за вимогами 2 - ї групи. Таким чином, необхідний науково-

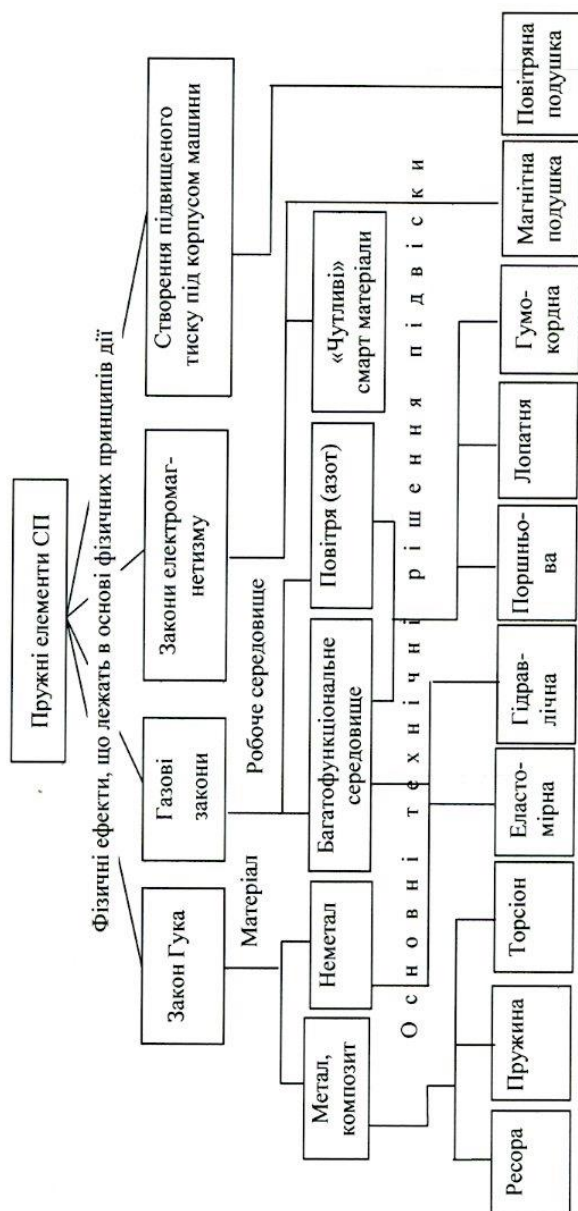


Рис. 1.7. Фізичні принципи дії і основні технічні рішення пружних елементів СП



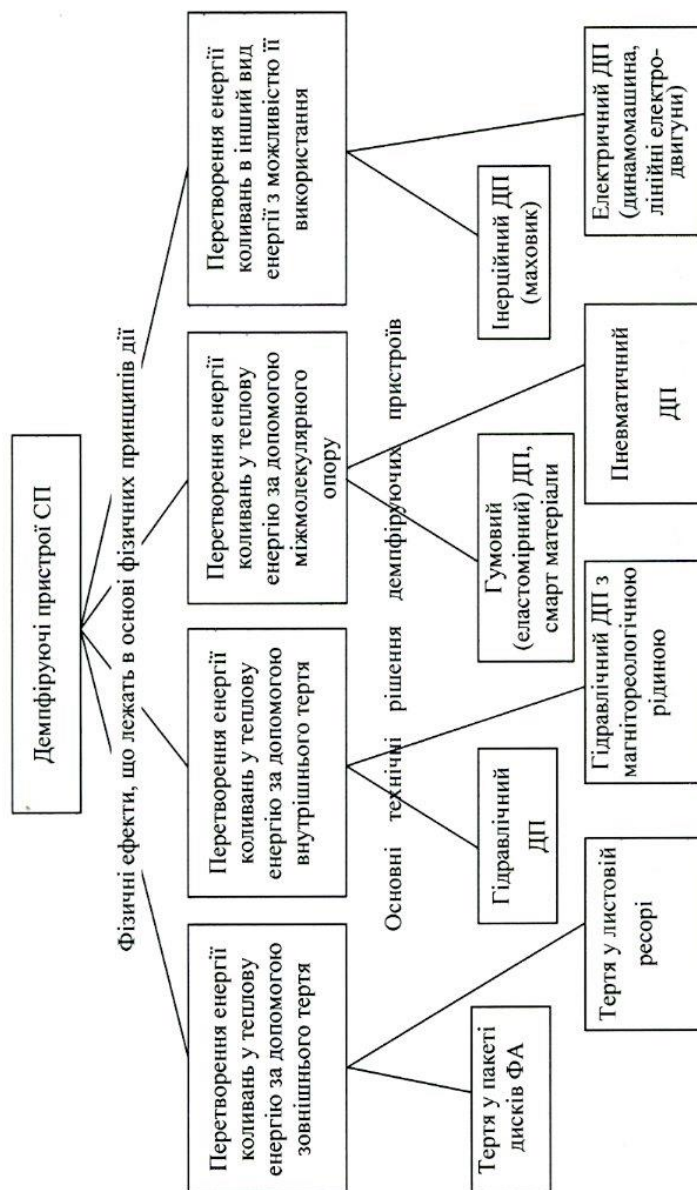


Рис.1.8. Фізичні принципи дії і основні технічні рішення демпфіруючих пристроїв СП

технічний рівень і соціально-економічна доцільність для переходу до нового покоління ПЕ з іншим ФПД були відсутні.

Тим часом роботи із вдосконалення торсійних підвісок не припинялися. З'явилися нові високоміцні сталі і вдосконалена технологія обробки торсійних валів, що дозволило перейти від пучкових і двох-вальних конструкцій до більш простих одновальних (цикл «Б»). Це дало можливість збільшити динамічний хід підвіски більш ніж у 1,5 рази і почати здійснювати новий цикл «А» — пошуку чергового вектора її оптимальних проектних параметрів. У результаті такі країни, як СРСР (Т-64А), США (М-60А1) і ФРН (Леопард-1) залишили на своїх танках торсійну підвіску, яка на їх думку повністю задовольняла вимогам, що висувалися. Японія ж («74») і Швеція (STRV-103В) зупинили свій вибір на ГПП. Це було пов'язано з тим, що вони пред'явили до СП своїх танків вимоги не лише з 1-ї та 2-ї груп, а також і з 3-ї групи, тобто забезпечення можливості керування характеристиками СП. Виконання вимог цієї групи дозволило б не тільки підвищити якісні показники підресорювання і стрільби з ходу, але і задовольнити спеціальні вимоги. До них належали такі вимоги, як зменшення силуету, підвищення прохідності та збільшення кутів вертикального наведення озброєння. Вважалося, що найбільш пристосованою для виконання цих вимог є саме ГПП. Необхідно зазначити, що в СРСР також почали серійно випускати ВГКМ з ГПП, але не танки, а бойові машини десанту, машини для транспортування ракетних комплексів та ін., до підвіски яких було висунуто вимоги із 3-ї групи.

На початку 70-х років минулого століття почалося проектування танків 3-го покоління. Показники якості і критерії розвитку СП знову були підвищені і торсійна підвіска виявилася на межі своїх можливостей. Фахівці були вимушені другий раз повернутися до ідеї ГПП і розробити її нові, більш досконаліші конструкції. Такі підвіски були створені у США (лопатекий варіант), а також у СРСР, ФРН, Великобританії і Франції (поршньовий варіант). Результати випробувань даних ГПП показали їх недостатню надійність внаслідок перетікання робочої рідини у газову порожнину та навпаки. Тим часом була відпрацьована нова технологія виготовлення торсійних валів з високоміцних сталей, що дозволило знову, в середньому у 1,5 рази, підвищити динамічний

хід підвіски і довести його до 350...380 мм, при одночасному забезпеченні високої довговічності. Крім того, були розроблені конструкції нових, співвісних з торсіоном, лопатевих гідравлічних амортизаторів (ГА) та фрикційних амортизаторів (ФА), які у поєднанні з енергоємними гідравлічними підресорниками (ГП) дозволяли задовольнити підвищені вимоги. В результаті проведених досліджень думки розділилися. Такі країни як СРСР (Т-80УД), США (М-1) і ФРН (Леопард- 2) повернулися до перевіреної торсіонної підвіски, а Великобританія (Челленджер) і Франція (Леклерк) віддали перевагу більш перспективнішій ГПП у некерованому варіанті. Таким чином, поступово, завдяки своїм перевагам, ГПП почали застосовувати на багатьох, як легких, так і важких ВГКМ спеціального призначення.

В останнє десятиліття ХХ ст. та на початку ХХІ ст., незважаючи на успіхи розрядки міжнародних відносин, передовими країнами, разом з модернізацією прийнятих на озброєння зразків, проводяться інтенсивні науково-дослідницькі та дослідно-конструкторські роботи зі створення ВГКМ нових поколінь. Як і раніше, складність завдань з розробки більш досконалих СП змушує вести дослідження по декількох напрямках, але істотною відмінністю цього етапу від попередніх є те, що згадані вище принципи шляхи вдосконалення СП себе вже вичерпали.

По-перше, збільшення ходу підвіски на даний час обмежується вже не можливостями торсіонів, а висотою гусеничного обводу, величиною кліренсу та загальною висотою машини, яку прагнуть зменшити. Крім того, як впливає з наведеного вище аналізу функції розподілу по шляху висот нерівностей, що зустрічаються на ґрунтових дорогах і реальних трасах, висота даних нерівностей з великою імовірністю не перевищить 240...300 мм. Таким чином, якщо СП не буде допускати великих амплітуд коливань підресованого корпусу машини, то досягнутої на цей час величини динамічного ходу 350...380 мм може цілком вистачити для проїзду нерівностей, що зустрічаються, без пробою підвіски з імовірністю близькою до 1.

По-друге, на даному етапі розвитку, для забезпечення необхідної плавності ходу на резонансних режимах руху, ДП повинні поглинати та розсіювати у вигляді тепла до 10...20 % і більше від потужнос-

ті двигуна, що для звичайних конструкцій практично неможливо (під-розд. 3.7). В екстремальних же умовах, на високих швидкостях руху, втрати в ДП можуть досягати до 7 кВт на тонну ваги машини [74]. Це змушує розносити ДП (основні амортизатори і енергоємні ГП), застосовувати всілякі способи зниження теплової напруженості, а також покладати надію на короткочасність зазначених режимів руху. Крім того, великі втрати в ДП змушують дослідників та інженерів замислюватися про економічність, оскільки в остаточному підсумку втрати на коливання підресованого корпусу збільшують необхідну для руху потужність двигуна, а значить, і витрати палива. Отже, подальше підвищення енергоємності ДП стає проблематичним.

Але найголовнішою проблемою на шляху подальшого вдосконалювання СП ВГКМ на цей час є необхідність забезпечення високих середніх швидкостей руху на місцевості при широкій різноманітності дорожніх умов і робочих режимів експлуатації, для яких СП повинна мати різні, часто суперечливі, характеристики ПЕ та ДП.

Аналіз проведених науково-дослідницьких робіт показав, що вирішення зазначених проблем іде по трьом напрямкам. Це: ***вибір оптимальних параметрів СП, керування характеристиками СП та пошук і використання нових альтернативних ТР і ФПД вузлів СП.***

Удосконалювання СП шляхом вибору оптимальних параметрів на цей час у багатьох випадках себе вичерпало або дає незначний ви-граш. Істотно підвищити якість підресорювання можна, лише керуючи характеристиками як ПЕ, так і ДП. Однак, керування характеристиками СП за допомогою відомих ТР і ФПД не одержало широкого поширення через складність конструкції, дорожнечу, уразливість і недостатню надійність. Тому перспективним можна вважати шлях спрощення конструкції вузлів керованих підвісок за рахунок пошуку та використання нових альтернативних ТР і ФПД.

Таким чином, намітилася межа можливостей удосконалювання СП ВГКМ у традиційних напрямках і рішення даної проблеми полягає в розробленні принципово нової СП, яка б не збуджувала великих коливань підресованого корпусу машини, а, отже, відпала б необхідність і в енергоємних ДП та великих ходах підвіски. У свою чергу, цього можна досягти, лише керуючи характеристиками СП на основі

використання нових альтернативних ФПД і ТР вузлів підвіски. Даний висновок повністю відповідає закону стадійного розвитку техніки [92], а саме – переходу до третьої стадії розвитку, при якій функція керування процесом роботи реалізується самою ТС, а людина, тією чи іншою мірою, виключається з даного процесу.

Оцінимо напрямки можливого подальшого розвитку вузлів СП ВГКМ.

Як згадувалося вище, на цей час відомі чотири ФПД ПЕ (рис. 1.7). ФПД на основі закону Гука, стосовно ВГКМ, практично себе вичерпав, а керувати такими ПЕ з необхідною швидкістю не представляється можливим. Наступним є ФПД, заснований на газових законах, який завдяки відносно легкій реалізації функції керування вважається перспективним для використання в СП ВГКМ. Даний ФПД відомий більше 120 років. За цей час запатентовано тисячі ТР ГПП, проведені серйозні науково-дослідницькі роботи щодо матеріалів ущільнень, роздільників та газів, що використовуються. В результаті цього багато недоліків даних підвісок були усунуті, а ті, що залишилися, перебувають у процесі свого вирішення. Головний фізичний недолік ГПП – температурна чутливість пружної характеристики. Для її стабілізації в цей час застосовуються спеціальні ТР (протитиск, багатоступінчастість та ін.), а також усілякі системи охолодження.

У зв'язку із цим на найближчу перспективу можна прогнозувати створення надійної, з малою вагою, керованої СП ВГКМ з ФПД, заснованому на газових законах, що базується на використанні нових матеріалів та нових конструктивних рішень пневмогідравлічних ресор (ППР). Цей висновок підтверджується і проведеними в передових країнах дослідженнями з розробки нових ГПП, як у керованому, так і некерованому варіантах, для використання на перспективних ВГКМ. Більш докладно питання ГПП будуть розглянуті у розд. 4.

Тим не менш, не можна однозначно сказати, що створення нових поколінь ГПП є єдиним напрямком розвитку СП ВГКМ. Бурхливий розвиток засобів ураження, нові концепції ведення бойових дій починають потребувати розробки принципово нових бойових машин, з набагато більшими можливостями, як з виконання задач швидкоплинних військових операцій, так і по надійному захисту їх екіпажів. Як

приклад можна навести перспективні розробки агентства DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) міністерства оборони США, що займається створенням принципово новітніх технологій для використання у збройних силах з метою забезпечення технологічної переваги США, підтримки проривних досліджень, подолання розриву між фундаментальними дослідженнями та їх застосуванням у військовій сфері. Серед її розробок такі, як ARPANET (попередник Інтернету), GPS, технології «стелс», дрони, екзоскелети та багато іншого.

На цей час агентством DARPA виконується програма Ground X-Vehicle Technology (GXV-T) – створення принципово нової бойової КМ, один з варіантів якої подано на рис. 1.9.



Рис. 1.9. Проект GXV-T – принципово нова бойова КМ

Мета проекту – знизити вагу, габарити машини та чисельність екіпажу на 50 %, збільшити максимальну швидкість у два рази та забезпечити прохідність і максимальну швидкість руху по пересіченій місцевості у 95 % дорожніх умов, що зустрічаються. Крім того, дана бойова КМ має бути малопомітною як для візуального спостереження, так і для інфрачервоних, електромагнітних та акустичних детекторів. Але головною відмінністю від традиційних ВГКМ є те, що замість більш товстої броні, GXV-T буде використовувати для захисту підвищену маневреність, миттєву реакцію підвіски (зміну кліренсу та поло-

ження підресореного корпусу) і рухливі елементи броні, щоб ухилятися, ховатися і прикривати уразливі частини від вогню противника.

Наведені вимоги не представляється можливим виконати за рахунок застосування навіть глибоко удосконаленої ГПП через її недостатню швидкодію. Вирішенням даної проблеми є перехід у вузлах підвіски від інерційного механічного поля до більш керованого електромагнітного поля, що дозволить практично миттєво змінювати характеристики СП та забезпечити принципово нові можливості ВГКМ (розд. 8). У свою чергу, використання електромагнітного поля буде потребувати розробки та застосування нових «інтелектуальних» матеріалів (smart materials), «чутливих» до даного керуючого поля (підрозд. 9.2). Таким чином, відповідно до класифікації, що подана на рис. 1.7, відбудеться перехід до третього відомого ФПД ПЕ, заснованого на законах електромагнетизму.

На рис. 1.8 було представлено чотири, відомих на цей час ФПД ДП та ТР, що їм відповідають, з яких лише перші три серійно використовуються у підвісці ТЗ, здійснюючи перетворення енергії коливань підресореного корпусу машини в найнижчий вид енергії – тепло. На жаль, незважаючи на численні спроби (підрозд. 6.1), на даний момент, не створено ефективний ДП, який здатний перетворювати зазначену енергію коливань в інший вид енергії з можливістю її подальшого використання.

Як було відзначено вище, зростання енергоємності ДП призвело до порушення їх функціонування та великим додатковим втратам потужності силової установки. Для деяких типів важких ВГКМ ситуація наблизилася до граничної. Знизити теплову напруженість і втрати в ДП можна, лише застосувавши керування їх характеристиками, що дозволить уникнути збурення коливань підресореного корпусу, яке спостерігається у певних режимах руху по нерівностях, та одночасно підвищити плавність ходу.

На цей час розроблено досить багато ТР систем керування характеристиками ДП, однак для використання в СП ВГКМ, за такими показниками, як швидкодія, надійність і простота, інтерес представляють пристрої з магнітореологічною рідиною, здатною миттєво міняти свою в'язкість залежно від прикладеної різниці потенціалів. Її широ-

кому розповсюдженню поки що перешкоджають висока вартість і абразивність магнітних текучих середовищ, однак успіхи нанотехнологій дозволяють говорити про достатньо швидке вирішення цих проблем. Більш докладно дані ДП будуть розглянуті у підрозд. 5.2. Крім цього, великий інтерес представляє застосування у ДП магнітореологічних еластомірів, що відносять до «інтелектуальних» матеріалів, які можуть миттєво змінювати модуль втрат під дією електромагнітного керуючого поля. При цьому усуваються недоліки, притаманні магнітореологічним рідинам (підрозд. 9.3).

У загальному випадку, щоб зробити правильний вибір на користь того або іншого ФПД вузлів СП, необхідно розробити ієрархічний список вимог до ВГКМ, що проектується, та провести функціонально-вартісний аналіз СП. У процесі даного аналізу необхідно визначити вартість реалізації кожної з функцій, що забезпечується тим або іншим вузлом СП, та вибрати їх ФПД і ТР, які мають найменші витрати при максимальній ефективності. У цьому контексті вважається за необхідне:

1. Установити і детально дослідити залежність між ефективністю використання озброєння ВГКМ і ефективністю роботи її СП.

2. Порівняти можливе підвищення складності, збільшення габаритів, маси і вартості СП, а також погіршення інших показників при переході до нових ФПД, з тим позитивним ефектом, що буде отримано.

Розробка ж перспективних ПЕ та ДП з новими, поки невідомими ФПД можлива лише на основі глибокого функціонально-фізичного і речовинно-польового аналізів СП як технічної системи. У даному напрямку автором проводяться теоретичні дослідження та отримано перші патентоспроможні рішення. Докладно дані питання будуть розглянуті у розд. 7, 8, 9.

Оцінюючи загальні перспективи розвитку ПЕ та ДП, можна з великою вірогідністю прогнозувати їх об'єднання в один керований вузол з *єдиним багатофункціональним робочим середовищем*, на основі використання принципово нових альтернативних ФПД і ТР.



## **Контрольні запитання**

1. Якими трьома факторами можна охарактеризувати будь-яку ТС?
2. Сформулюйте закон прогресивної еволюції ТС. Як він працює?
3. Класифікація СП ТЗ.
4. Що таке коефіцієнт динамічності підвіски та які значення він повинен мати для різних видів ТЗ?
5. Дайте визначення пружної характеристики та приведеної жорсткості підвіски.
6. Як обчислюються власні частоти коливань підресореного корпусу та резонансні швидкості руху?
7. Сформулюйте групи вимог до СП ВГKM.
8. Сформулюйте ергономічні вимоги до СП ВГKM та ТЗ громадського призначення.
9. Функції розподілу по шляху висот та довжин нерівностей та як ними користуватися?
10. Що таке швидкісна характеристика СП?
11. Швидкісний коефіцієнт якості СП; про що він свідчить?
12. Класифікація відомих ФПД та ТР вузлів СП ТЗ.
13. Охарактеризуйте напрямки розвитку СП ВГKM.
14. Які ФПД та ТР вузлів СП ВГKM є перспективним у майбутньому?

## **Завдання для самостійної роботи**

Провести інформаційний огляд вузлів СП, що застосовуються на різних типах сучасних ТЗ, та зробити висновки.

## Розділ 2 | МЕТАЛЕВІ ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН

### 2.1. Фізичний принцип дії, технічні рішення, переваги та недоліки металевих пружних елементів

Робота металевих ПЕ ґрунтується на принципі їх пружної деформації при вигині та крученні. Таким чином, в основі ФПД даних ПЕ лежить *закон Гука*, при цьому залежність деформації від навантаження має лінійний характер, що ускладнює реалізацію оптимальної пружної характеристики підвіски.

Мале внутрішнє тертя у матеріалі даних ПЕ вимагає застосування окремих ДП для гасіння коливань корпусу ТЗ. Нерівномірний розподіл напруг по об'єму металу, що деформується, знижує коефіцієнт його використання (відношення середньої за об'ємом металу напруги до її максимального значення). Для деформації кручення цей коефіцієнт доходить до величини 0,67, а при вигині не перевищує значення 0,5. У поєднанні з великою питомою вагою металу це призводить до зростання габаритів і ваги даних ПЕ, у порівнянні з неметалевими ПЕ, з іншим ФПД.

Недоліком також є складність забезпечення регулювання кліренсу машини і приведеної жорсткості підвіски. Це не дозволяє створювати уніфіковані вузли (на відміну від пневматичних елементів) і змушує виробляти металеві ПЕ для кожного конкретного ТЗ, з урахуванням його призначення і конструктивних особливостей.

Однак, завдяки таким перевагам, як простота, надійність і малий об'єм обслуговування при експлуатації, металеві ПЕ на сьогоднішній день отримали найбільш широке розповсюдження.

Останнім часом здійснюються неодноразові спроби замінити метал у даних ПЕ на композитні конструкції (поєднання металевих і пластикових деталей). Мета, що переслідується, – зниження ваги підвіски. При цьому досягнуто певних успіхів, однак широкому використанню композитних ПЕ поки що перешкоджає їх висока вартість.

**Листова ресора** є одним із найстаріших ТР металевих ПЕ. Вона може встановлюватися подовжньо або поперечно напрямку руху ТЗ. Її перевагами є здатність сприймати як сили, що діють у всіх напрямках (вертикальні, поздовжні, поперечні), так і моменти, що виникають при русенні машини з місця та гальмуванні. Таким чином, листова ресора може виконувати функції як ПЕ, так і напрямних пристроїв. Крім того, поперечно розташована ресора підвищує стійкість машини на поворотах, а використання додаткових листів, що послідовно вступають у роботу, дає можливість одержати прогресивну пружну характеристику підвіски. Також до переваг відносять і те, що кріплення листової ресори забезпечують сприятливий розподіл навантажень на підресорений корпус із боку підвіски.

Проте, листовим ресорам властиві і істотні недоліки, що обмежили їхнє використання у підвісках ВГKM. Це низька енергоємність і неможливість реалізації великих динамічних ходів підвіски при прийнятних габаритах і масі; високе, нестабільне тертя між листами; поява концентраторів напруг, що викликана зношуванням і, як наслідок, зниження довговічності.

Два останні недоліки можна майже повністю усунути, застосувавши пластмасові прокладки між листами, які приклеюють, вставляють у гнізда або кріплять за допомогою отворів. На практиці прагнуть зменшити кількість листів. Ідеальним конструктивним рішенням є однолистова ресора, яка вже використовується на багатьох автомобілях.

Для забезпечення нелінійної пружної характеристики листові ресори виконують зі змінним перетином (однолистові ресори автомобіля Фіат-Добло), а як матеріал для зниження ваги використовують армований пластик (автомобіль Вольво-940).

**Спиральна пружина** одержала широке розповсюдження на більшості типів масових легкових автомобілів і багатьох ВГKM закордонного виробництва. Їхніми незаперечними перевагами є більш висока енергоємність, у порівнянні з листовою ресорою тієї ж маси, можливість реалізації великого динамічного ходу, висока довговічність, мала та компактність конструкції. Крім того, вони дешевше торсіонів.

До недоліків пружин відносять необхідність використання, часто складних, напрямних пристроїв, оскільки пружина сприймає тільки осьове навантаження, а також ускладнений привід ведучих коліс із незалежною підвіскою.

Пружини можуть мати нелінійну пружну характеристику. Це досягається завдяки діжкоподібній формі (фасонні пружини), змінному кроку витків або змінному перетину прутка. Компактність конструкції забезпечується за рахунок можливості розташування ДП (ГА) в середині пружини.

**У торсіонній підвісці** як ПЕ використовуються металеві вал, труба або пакет пластин, тобто торсіони, які працюють на кручення. Вони встановлюються подовжньо або поперечно напрямку руху машини, залежно від типу напрямних пристроїв. Кінці торсіонів являють собою шліцеві або призматичні головки, одна з яких закріплена у спеціальному кронштейні на корпусі машини, а друга пов'язана з важелем напрямного пристрою, який при переміщенні ОВ підвіски скручує торсіон. Відомі одновальні, двухвальні (торсіон у трубі) і пучкові торсіонні підвіски, що застосовуються як на ВГКМ, так і на деяких КМ цивільного призначення. Дані конструкції показані на рис. 2.1 [7].

На цей час найбільше поширення одержали одновальні торсіонні підвіски. Це пов'язане з розробкою спеціальних технологій виготовлення і обробки торсіонних валів та застосуванням нових марок сталей, що підвищило їх якісні характеристики, дозволило обходитися одним коротким торсіоном і забезпечило простоту конструкції. Для запобігання появи концентраторів напруг торсіони покривають лаком або обмотують ізоляційною стрічкою. В результаті довговічність сучасних торсіонів (кількість циклів деформації) може набагато перебілювати пробіг машини до капітального ремонту.

З метою зниження маси підвіски для танка М-60А1 (США) були розроблені торсіони у вигляді композитної конструкції. Вони мали металеві шліцеві головки та тонкий сталевий вал, який охоплювався пластмасовою трубою, що також працювала на кручення. Випробування довели, що міцність та ресурс такого вузла були на рівні звичайних металевих торсіонів, але при цьому забезпечувалося зниження ваги 12-ти торсіонів на 370 кг. Їхніми недоліками були збільшений

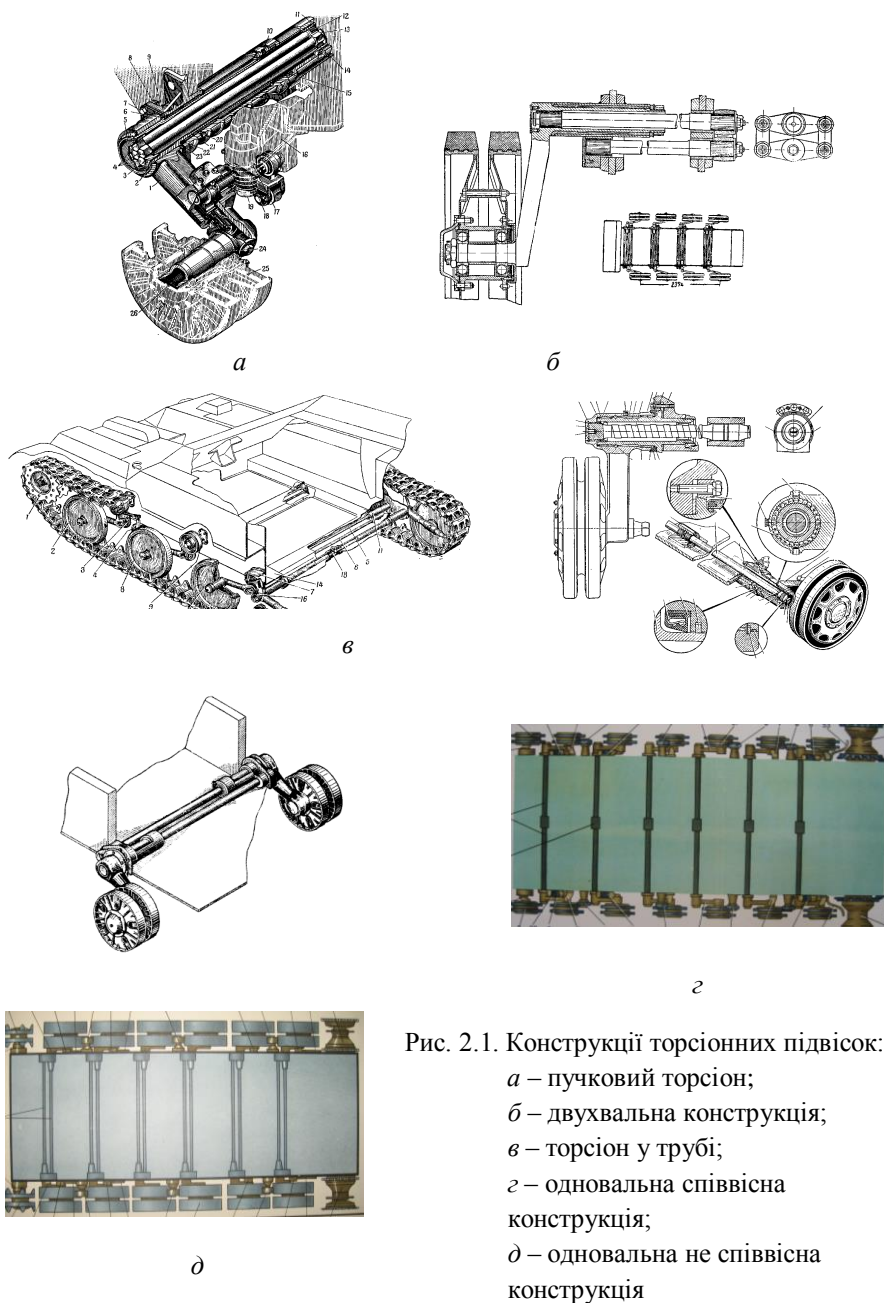


Рис. 2.1. Конструкції торсійних підвісок:  
*a* – пучковий торсіон;  
*б* – двухвальна конструкція;  
*в* – торсіон у трубі;  
*г* – одновальна співвісна конструкція;  
*д* – одновальна не співвісна конструкція

діаметр, що ускладнювало компоновку всередині машини, та в шість разів більша вартість, що було економічно невиправдано [42].

Підвіска з пучковим торсіоном (рис. 2.1,*а*) застосовувалася на останньому радянському важкому танку Т-10. Вузол складався з семи валів малого діаметра (шість стрижнів навколо одного) з шестиграними головками. Усі вали крім центрального, який відчував тільки кручення, працювали на кручення і вигин.

Пучковий торсіон має більшу енергоємність в порівнянні з одиничним валом, завдяки чому може займати не всю ширину корпусу, що покращить компоновку, а катки лівого та правого бортів будуть розташовані співвісно. Недоліком такої підвіски є ускладнення конструкції ПЕ і його великий діаметр.

Для забезпечення необхідної енергоємності підвіски та збільшення її динамічного ходу також використовувалися двухвальні конструкції (два торсіони, розташовані паралельно) та торсіон у трубі (рис. 2.1,*б,в*). Так, на ГМ АСУ-57 один кінець вала торсіона був закріплений шліцьовим з'єднанням у балансірі, а інший кінець також через шліці був з'єднаний з трубчастим торсіоном, який вільно обертається в підшипнику центральної опори. Другий кінець трубчастого торсіона закріплювався у корпусі. Таким чином, торсіони одного борту займали половину ширини корпусу, що дозволило зекономити внутрішній об'єм машини та розташувати співвісно опорні катки. Недоліком таких підвісок є ускладнення їх конструкції та обслуговування.

Проте, перехід на конструкцію «торсіон у трубі» на танку М60А3, у порівнянні із однотрестовою торсіонною підвіскою танка М60А1, дозволив збільшити динамічний хід з 206 мм до 358 мм, при цьому середня швидкість по пересіченій місцевості зросла з 16...20 до 24...28 км/год [7].

На рис. 2.1,*г,д* відповідно подано однотрестові співвісні (Т-64) та неспіввісні (Т-80, Т-84, «Оплот») конструкції торсіонних підвісок, які набули найбільшого поширення на сучасних ВГКМ. Дані підвіски мають високу енергоємність, забезпечують меншу масу невідвіснених частин, великий динамічний хід підвіски та добре компонується у ХЧ ВГКМ. До їхніх недоліків відносять меншу, порівняно із пружинами, довговічність і більшу вартість.

## 2.2. Розрахунок кінематики, параметрів та пружної характеристики торсіонної підвіски гусеничної машини

Як приклад проведемо розрахунок торсіонної підвіски військової ГМ.

**Вихідні дані:** підресорена вага машини  $G_{\text{п}} = 42\,000$  кг, момент інерції підресорованого корпусу відносно поперечної вісі, що проходить через ц.в.,  $I_y = 16\,000$  кг·м·с<sup>2</sup>, число опорних котків одного борту  $NK = 6$ , довжина опорної поверхні гусениці  $L_{\text{г}} = 4$  м, кліренс машини  $h_{\text{кл}} = 0,5$  м, радіус опорного котка  $R_{\text{к}} = 0,33$  м, висота вісі торсіона над днищем машини  $h_{\text{т}} = 0,05$  м.

Відповідно до сучасних вимог, для військових ГМ, при величині кліренсу  $h_{\text{кл}} = 0,45 \dots 0,5$  м, динамічний хід підвіски  $h_{\text{д}}$  повинен складати  $h_{\text{д}} = 0,7 \dots 0,8 h_{\text{кл}}$ , тобто  $0,3 \dots 0,35$  м. Нехай  $h_{\text{д}} = 0,35$  м.

Підвіску будемо вважати симетричною, виставку всіх котків однаковою. Отже, у цьому випадку, приведені жорсткості підвісок  $C_{\text{пi}}$  . також будуть однаковими і рівними  $C_{\text{п}}$ .

### **Необхідно визначити:**

а). Виставку підвіски, тобто кут  $\beta$  між балансиrom і горизонталлю в статичному положенні,  $R$  – радіус балансира та статичний хід підвіски  $h_{\text{ст}}$ .

б). Діаметр  $d_{\text{т}}$  та довжину  $l_{\text{т}}$  торсіонів (відповідно і їх жорсткість), які б забезпечували власні частоти коливань підресорованого корпусу ГМ у допустимих межах  $0,8 \dots 2$  Гц, а також необхідну компоновку ХЧ.

Даний розрахунок дозволить одержати компоненти вихідного вектора проектних параметрів і визначити обмеження, які на них накладаються, у випадку подальшої параметричної оптимізації торсіонної підвіски.

1. Використовуючи вираз (1.3), визначимо можливі межі зміни приведеної жорсткості підвіски  $C_{\text{п}}$  у статичному положенні та виберемо її попереднє значення, виходячи із допустимих меж зміни власних

частот  $n_z$  і  $n_\varphi$  вертикальних і поздовжньо-кутових коливань корпусу ГМ. Спочатку визначимо припустимий діапазон кругових частот:

$$n_z, n_\varphi = 0,8 \dots 2 \text{ Гц}; \Rightarrow \omega_z, \omega_\varphi = 2\pi(0,8 \dots 2) = 5 \dots 12,6 \text{ с}^{-1}.$$

Оскільки підвіска симетрична, відстань між котками буде дорівнювати  $L_T/(NK-1) = 4/(6-1) = 0,8 \text{ м}$ , а масив відстаней від ц.в. до вісей котків по горизонталі (значення береться з «+» до носу машини і з «-» до корми) буде мати такі значення:  $l_k$  (2,0; 1,2; 0,4; - 0,4; - 1,2; - 2,0).

Тоді:

$$C_n = \frac{\omega_\varphi^2 \cdot I_y}{2 \sum_{i=1}^{NK} l_{ki}^2} = \begin{cases} \text{при } \omega_\varphi = 5 \text{ с}^{-1} \\ \frac{5^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 175,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \\ \text{при } \omega_\varphi = 12,6 \text{ с}^{-1} \\ \frac{12,6^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 1112,4 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \end{cases} \quad (2.1)$$

з іншого боку:

$$C_n = \frac{\omega_z^2 \cdot m_n}{2 \cdot 6} = \begin{cases} \frac{5^2 \cdot 42000}{12} = 87,5 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \\ \frac{12,6^2 \cdot 42000}{12} = 555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}. \end{cases}$$

Таким чином, приведена жорсткість підвіски у статичному положенні, що задовольняє обом видам коливань, повинна перебувати у таких межах:

$$175,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}} < C_n < 555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}. \quad (2.2)$$

В силу того що необхідний динамічний хід достатньо великий, підвіску можна зробити порівняно «м'якою». Виберемо попередньо



$C_{\Pi} = 250 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$ . Надалі, дана приведена жорсткість буде відкоректована відповідно до обраних діаметра та довжини торсіона.

2. Визначимо статичний хід підвіски  $h_{\text{ст}}$ , зневажаючи впливом її кінематики на зміну приведеної жорсткості при переміщенні котка з вивішеного стану у статичне положення.

$$N_{Z_{\text{ст}}} = \frac{G_{\Pi}}{2 \cdot NK} = \frac{42000 \cdot 9,81}{2 \cdot 6} = 34,34 \text{ кН};$$

$$h_{\text{ст}} = \frac{N_{Z_{\text{ст}}}}{C_{\Pi}} = \frac{34,34}{250} = 0,137 \text{ м.} \quad (2.3)$$

Вважається, що у випадку ГМ реалізувати статичний хід більший за 0,13 м, у силу утримуючого зв'язку гусениці, практично неможливо. Оскільки надалі, отримана на даному етапі величина  $h_{\text{ст}}$  буде відкоректована, залишимо її без зміни. В іншому разі можна збільшити прийняту попередню приведену жорсткість.

3. Визначимо кут  $\beta$  нахилу балансира до горизонталі і його радіус  $R$ , при цьому товщиною гусениці будемо зневажати, враховуючи її занурення у ґрунт.

З рис. 2.2 випливає, що

$$\beta = \arcsin \left( \frac{h_{\text{кл}} + h_{\text{т}} - R_{\text{к}}}{R} \right). \quad (2.4)$$

Виходячи із заданих радіусу опорних котків і відстаней між ними, виберемо радіус балансира  $R = 0,38 \text{ м}$ .

Тоді

$$\beta = \arcsin \left( \frac{0,5 + 0,05 - 0,33}{0,38} \right) = 35,35^{\circ} (0,6151).$$

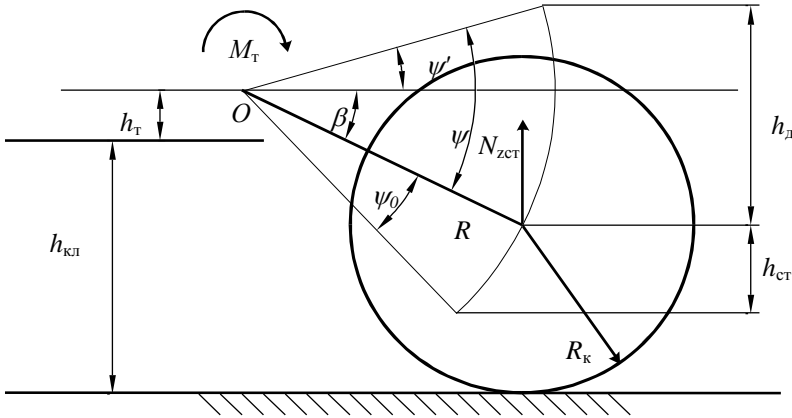


Рис. 2.2. Кінематика торсійної підвіски

4. Визначимо максимальний кут закрутки торсіона  $\psi_{\max}$  :

$$\psi_{\max} = \psi_0 + \psi,$$

де кути  $\psi_0$  і  $\psi$  відповідають статичному і динамічному ходам підвіски.

З рис. 2.2 випливає, що

$$\begin{aligned} \psi_0 &= \arcsin\left(\frac{h_{\text{ст}}}{R} + \sin \beta\right) - \beta = \arcsin\left(\frac{0,137}{0,38} + 0,5789\right) - \\ &- 35,35^\circ = 34,65^\circ(0,6029). \end{aligned} \quad (2.5)$$

Якщо вираз у дужках перевищив одиницю, тобто балансир перейшов через вертикаль, необхідно відкоригувати його радіус  $R$  у бік збільшення, перевірити компоновку та перерахувати кут  $\beta$ .

$$\begin{aligned} \psi &= \beta + \psi'; \quad \psi' = \arcsin\left(\frac{h_{\text{д}}}{R} - \sin \beta\right) = \arcsin\left(\frac{0,35}{0,38} - 0,5789\right) = 20^\circ(0,348); \Rightarrow \\ \psi &= 35,35^\circ + 20^\circ = 55,35^\circ(0,9631) \Rightarrow \psi_{\max} = 34,65^\circ + 55,35^\circ = 90^\circ(1,566). \end{aligned}$$

**5.** Визначимо жорсткість торсіона  $C_T$ , використовуючи рівняння рівноваги балансира у статиці (рівняння рівності моментів, що діють, відносно т. О):

$$C_T \cdot \psi_0 = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta \Rightarrow$$

$$C_T = \frac{N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta}{\psi_0} = \frac{34,34 \cdot 0,38 \cdot 0,8155}{0,6029} = 17,65 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}. \quad (2.6)$$

**6.** Визначимо момент торсіона  $M_{T\max}$  при максимальному куті його закрутки:

$$M_{T\max} = C_T \cdot \psi_{\max} = 17,65 \cdot 1,566 = 27,64 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (2.7)$$

**7.** Визначимо припустимі дотичні напруги  $[\tau_m]$  у торсіоні. Нехай для його виготовлення застосовується сталь 45ХНМФА, яка має границю текучості  $\tau_s = 850$  МПа. Для незаневолених торсіонів  $[\tau_m] \leq \tau_s$ , а для заневолених  $[\tau_m] \leq \tau_s + \tau_z = 1350$  МПа, де  $\tau_z$  – залишкова напруга заневолювання торсіона.

При заневолюванні торсіон закручують у той же бік, що й при прямому ході підвіски, але на більший кут, який визначають за виразом  $\gamma = \frac{\tau_s \cdot l_T}{G \cdot r_l}$ ; де  $l_T$  – довжина торсіона;  $G$  – модуль пружності 2-го

роду, для сталі 45ХНМФА  $G = 8,2 \cdot 10^4$  МПа;  $r_l$  – радіус центральної частини перетину торсіона, яка працює в межах пружної деформації. Таке закручування торсіона викликає залишкову деформацію зрушення його зовнішніх шарів. У результаті, після звільнення торсіон являє собою попередньо напружену деталь: центральна частина перетину має напругу зрушення прямого знаку, а зовнішнє кільце – зворотного, що при роботі в підвісці забезпечить йому менші фактичні напруги.

**8.** Визначимо необхідні діаметр  $d_T$  і довжину  $l_T$  торсіона. Максимальні дотичні напруги для перетину вала будуть рівні:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{T\max}}{W_p} = \frac{16 \cdot M_{T\max}}{\pi \cdot d_T^3}, \quad (2.8)$$

тут  $W_p$  – полярний момент опору круглого перетину вала торсіона.

Тоді

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{T\max}}{\pi \cdot [\tau_m]}} = \begin{cases} \text{для незаневоленого торсіона} \\ \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27640}{3,14 \cdot 850 \cdot 10^6}} = 0,054 \text{ м; приймаємо } d_T = 0,055 \text{ м;} \\ \text{для заневоленого торсіона} \\ \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27640}{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6}} = 0,047 \text{ м; приймаємо } d_T = 0,048 \text{ м.} \end{cases} \quad (2.9)$$

Для забезпечення кута закрутки  $\psi_{\max}$  при заданому максимальному моменті  $M_{T\max}$  торсіон повинен мати довжину  $l_T$ , яку знаходять за наступним виразом

$$l_T = \frac{\psi_{\max} \cdot G \cdot I_p}{M_{T\max}}, \quad (2.10)$$

де  $I_p = \frac{\pi \cdot d_T^4}{32}$  – полярний момент інерції перетину вала.

Тоді для незаневоленого торсіона

$$l_T = \frac{1,566 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,055^4}{27640 \cdot 32} = 4,13 \text{ м};$$

для заневоленого торсіона

$$l_T = \frac{1,566 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,048^4}{27640 \cdot 32} = 2,39 \text{ м}.$$

Як впливає з розрахунків, довжина незаневоленого торсіона повинна бути набагато більшою, ніж заневоленого.

Якщо  $l_T < \frac{B_K}{2}$ , де  $B_K$  – ширина корпусу машини, то підвіски лівих і правих бортів можна зробити співвісними одновальними; якщо  $B_K > l_T > \frac{B_K}{2}$ , то підвіски можна зробити одновальними, неспіввісними; якщо  $2B_K > l_T > B_K$  підвіски необхідно робити двухвальними (до яких належить і вал у трубі) не співвісними; якщо ж  $l_T > 2B_K$ , той таке технічне рішення реалізовувати недоцільно і необхідно відкоригувати довжину торсіона.

9. Нехай, за умовами компоновання, потрібно відкоригувати довжину торсіона. У цьому випадку необхідно розрахувати його новий діаметр і уточнити інші параметри (величину динамічного ходу, приведену жорсткість, максимальні дотичні напруги та ін.).

Очевидним, але не завжди прийнятним є наступний підхід. З одного боку, максимальний припустимий момент торсіона дорівнює:

$$[M_{T\max}] = W_p \cdot [\tau_m] = \frac{\pi \cdot d_T^3 [\tau_m]}{16}. \quad (2.11)$$

З іншого боку

$$\begin{aligned} M_{T\max} &= C_T \cdot \psi_{\max} = C_T (\psi_0 + \psi) = M_{CT} + C_T \psi = \\ &= M_{CT} + \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32l_T} \cdot \psi, \end{aligned} \quad (2.12)$$

де  $M_{CT} = C_T \cdot \psi_0 = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta$  – момент торсіона у статичному положенні.

Використавши вираз (2.10), можна записати, що:

$$C_T = \frac{M_{T\max}}{\psi_{\max}} = \frac{G \cdot I_p}{l_T} = \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32l_T}. \quad (2.13)$$

Прирівнявши вирази (2.11) та (2.12), отримаємо:

$$\frac{\pi \cdot d_T^3 \cdot [\tau_m]}{16} = M_{CT} + \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32l_T} \cdot \psi, \quad (2.14)$$

та після перетворення

$$d_T^4 + K_1 d_T^3 + K_2 = 0, \quad (2.15)$$

де 
$$K_1 = -\frac{2l_T [\tau_m]}{G \cdot \psi}; \quad K_2 = \frac{32l_T \cdot M_{CT}}{G \cdot \pi \cdot \psi}.$$

З рівняння (2.15) можна знайти новий діаметр торсіона, у випадку корегування його довжини, при збереженні вихідних значень виставки (кут  $\beta$ ) і динамічного ходу підвіски (кут  $\psi$ ). При цьому необхідно перевірити, чи перебуває нова приведена жорсткість у припустимих межах (2.2).

Однак, розв'язання даного рівняння представляє певні труднощі, до того ж для заданих  $[\tau_m]$  і  $\psi$  воно може не мати дійсного кореню, або не вдасться, при збереженні вихідної величини динамічного ходу підвіски, одержати приведену жорсткість у необхідних межах.

**Розглянемо інший підхід.** Постановка задачі: необхідно відкоригувати довжину торсіона і знайти його новий діаметр за умови забезпечення припустимих дотичних напруг, приведеної жорсткості підвіски в межах (2.2) та збереження необхідного динамічного ходу підвіски.

**а)** Нехай за умовами компоновки довжину заневоленого торсіона  $l_T$  необхідно зменшити з 2,39 до 2,0 м.

Використовуючи вираз (2.14), можна записати:

$$\psi = \frac{2\pi \cdot l_T \cdot [\tau_m] \cdot d_T^3 - 32 \cdot l_T \cdot M_{CT}}{\pi \cdot G \cdot d_T^4} = \frac{a \cdot d_T^3 - b}{c \cdot d_T^4}, \quad (2.16)$$

$$\text{де: } a = 2\pi \cdot l_T \cdot [\tau_m]; \quad b = 32 \cdot l_T \cdot M_{CT}; \quad c = \pi \cdot G.$$

Візьмемо похідну від виразу (2.16) по  $d_T$ :

$$\frac{d\psi}{dd_T} = \frac{3a \cdot d_T^2 \cdot c \cdot d_T^4 - 4c \cdot d_T^3 (a \cdot d_T^3 - b)}{(c \cdot d_T^4)^2}. \quad (2.17)$$

Прирівнявши даний вираз нулю, можна отримати:

$$3acd_T^6 - 4acd_T^6 + 4cbd_T^3 = 0; \Rightarrow d_T = \sqrt[3]{\frac{4b}{a}} = \sqrt[3]{\frac{64 \cdot M_{CT}}{\pi \cdot [\tau_m]}}. \quad (2.18)$$

Зміст виразу (2.18) полягає у наступному: при заданих моменті торсіона  $M_{CT}$  у статичному положенні та припустимих дотичних напругах, максимальний динамічний хід підвіски (характеризується кутом  $\psi$ ) буде мати місце при діаметрі торсіона, обчисленому за виразом (2.18).

Для розглянутого прикладу він дорівнює:

$$M_{CT} = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta = 34340 \cdot 0,38 \cdot \cos(35,35^0) = 10641,6 \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{64 \cdot 10641,6}{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6}} = 0,0544 \text{ м}. \text{ Приймаємо } d_T = 0,054 \text{ м}.$$

За допомогою виразу (2.16) визначимо кут  $\psi$ :

$$\psi = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 1350 \cdot 10^6 \cdot 0,054^3 - 32 \cdot 2 \cdot 10641,6}{3,14 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 0,054^4} = 52^0(0,9049).$$

Приймаємо  $\psi = 0,9$  (зменшення  $\psi$  дає запас по дотичних напругах). Уточнимо жорсткість торсіона, використовуючи вираз (2.13):

$$C_T = \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,054^4}{32 \cdot 2} = 34,19 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Визначимо статичний хід підвіски:

$$\psi_0 = \frac{M_{CT}}{C_T} = \frac{10641,6}{34190} = 17,9^0 (0,3112);$$

$$h_{CT} = R[\sin(\beta + \psi_0) - \sin(\beta)] = 0,38[\sin(35,35^0 + 17,9^0) - \sin(35,35^0)] = 0,084 \text{ м.}$$

Визначимо приведену жорсткість підвіски у статичному стані:

$$C_{II} = \frac{N_{ZCT}}{h_{CT}} = \frac{34,34}{0,084} = 408,8 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Отже, приведена жорсткість за межі (2.2) не виходить.

Знайдемо величину динамічного ходу:

$$h_d = R[\sin(\beta) + \sin(\psi')] = 0,38[\sin(35,35^0) + \sin(16,65^0)] = 0,33 \text{ м};$$

$$\psi' = \psi - \beta = 52^0 - 35,35^0 = 16,65^0.$$

Таким чином, при укорочуванні торсіона з 2,39 до 2,0 м динамічний хід підвіски зменшився з 0,35 до 0,33 м.

Оцінімо максимальні дотичні напруги:

$$\tau_{max} = \frac{16[M_{CT} + C_T \psi]}{\pi d_T^3} = \frac{16 \cdot [10641,6 + 34190 \cdot 0,9]}{3,14 \cdot 0,054^3} = 1340 \text{ МПа};$$

що не виходить за припустимі межі.



б) Нехай за умовами компоновки довжину заневоленого торсіона  $l_T$  необхідно збільшити з 2,39 до 2,5 м. При цьому внаслідок зменшення його жорсткості  $C_T$ , а, отже, і максимального моменту  $M_{T_{\max}}$ , є можливість зменшити і його діаметр  $d_T$ .

Спробуємо зменшити діаметр  $d_T$  із 0,048 до 0,046 м.

За формулою (2.11) визначимо припустимий максимальний момент торсіона:

$$[M_{T_{\max}}] = \frac{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6 \cdot 0,046^3}{16} = 25778,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За формулою (2.12) визначимо діючий максимальний момент при повному куті закрутки торсіона:

$$M_{T_{\max}} = 10641,6 + \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,046^4}{32 \cdot 2,5} \cdot 0,9631 = 24280,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким чином,  $M_{T_{\max}} < [M_{T_{\max}}]$ .

Визначимо приведену жорсткість підвіски  $C_{\Pi}$ . За формулою (2.13) жорсткість торсіона буде дорівнювати:

$$C_T = \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,046^4}{32 \cdot 2,5} = 14,16 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

$$\text{Тоді} \quad \psi_0 = \frac{M_{CT}}{C_T} = \frac{10641,6}{14160} = 43,2^0 (0,7515);$$

$$h_{CT} = R[\sin(\beta + \psi_0) - \sin(\beta)] = 0,38[\sin(35,35^0 + 43,2^0) - \sin(35,35^0)] = 0,152 \text{ м},$$

$$\text{звідки випливає} \quad C_{\Pi} = \frac{N_{ZCT}}{h_{CT}} = \frac{34,34}{0,152} = 225,9 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Отримана величина задовольняє умові (2.2), однак статичний хід підвіски вийшов за межі 0,13 м. Отже, можна або збільшити жорсткість торсіона, або залишити її без зміни, але в подальших розрахунках параметрів плавності ходу врахувати утримуючий зв'язок гусениці та враховувати на те, що в дійсності статичний хід не перевищить величину 0,13 м.

Оцінимо максимальні дотичні напруги:

$$\tau_{max} = \frac{16(M_{CT} + C_T \cdot \psi)}{\pi \cdot d_T^3} = \frac{16(10641,4 + 14160 \cdot 0,9631)}{3,14 \cdot 0,046^3} = 1271 \text{ МПа.}$$

Якщо оптимальна приведена жорсткість  $C_{п.опт}$  була визначена в процесі оптимізації параметрів підвіски, то за допомогою поданих вище залежностей необхідно уточнити довжину та діаметр торсіона, а також кінематику підвіски, щоб забезпечити реалізацію зазначеної приведеної жорсткості.

**10.** Побудуємо пружну характеристику підвіски, яка представляє собою залежність вертикальної реакції ґрунту на котку  $N_Z$  від вертикального ходу підвіски  $h_K$ . З рівняння рівноваги балансира випливає, що

$$N_Z = \frac{C_T \cdot \psi^*}{R \cdot \cos(\beta + \psi_0 - \psi^*)}, \quad (2.19)$$

де  $\psi^*$  – кут закрутки торсіона, що відлічується від вивішеного положення підвіски.

У той же час

$$h_K = R[\sin(\beta + \psi_0) - \sin(\beta + \psi_0 - \psi^*)]. \quad (2.20)$$

Таким чином, якщо задавати з певним кроком значення  $\psi^*$ , то можна побудувати графік залежності  $N_Z = \Phi(h_K)$ .

Нехай вихідні дані підвіски відповідають пункту **9а**. Тоді:

$$C_T = 34,19 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; \psi_0 = 0,3112; \beta = 0,6151; R = 0,38 \text{ м}; \psi_{\text{max}} = 1,2112.$$

Задамо крок зміни  $\psi^*$ , рівним 0,1 рад та, використовуючи вирази (2.19), (2.20), побудуємо пружну характеристику підвіски, яка подана на рис. 2.3.

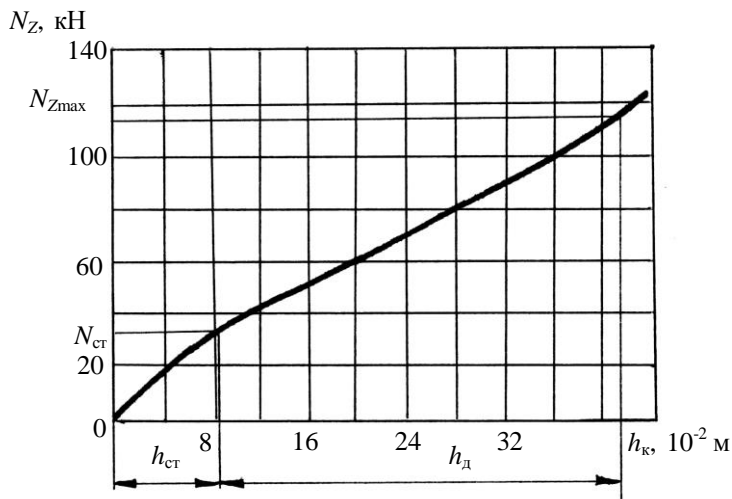


Рис. 2.3. Пружна характеристика торсіонної підвіски

Як випливає з графіка, пружна характеристика розглянутої торсіонної підвіски практично лінійна (нелінійність вносить кінематика балансирної підвіски). Отже, приведену жорсткість даної підвіски  $C_{\Pi}$  можна вважати постійною, такою, що не залежить від переміщення опорного котка.

### Контрольні запитання

1. На якому фізичному принципі дії засновано роботу металевих пружних елементів?
2. Сформулюйте переваги і недоліки листових ресор та спіральних пружин.

3. Назвіть типи конструкцій торсіонних підвісок та їх переваги і недоліки.

4. Як визначаються допустимі межі приведеної жорсткості підвіски?

5. Як відбувається та з якою метою роблять операцію заневолювання торсіона?

6. Опишіть процес побудови пружної характеристики торсіонної підвіски.

7. Чи може кінематика напрямних пристроїв забезпечити нелінійну пружну характеристику підвіски?

### **Завдання для самостійної роботи**

За допомогою поданої методики провести розрахунок торсіонної підвіски та побудувати її пружну характеристику для наступних вихідних даних:

*варіант А* — підресорена вага машини  $G_{\Pi} = 50\,000$  кг, момент інерції підресореного корпусу  $I_y = 19\,000$  кг·м·с<sup>2</sup>, динамічний хід підвіски  $h_d = 0,3$  м;

*варіант Б* — підресорена вага машини  $G_{\Pi} = 30\,000$  кг, момент інерції підресореного корпусу  $I_y = 12\,000$  кг·м·с<sup>2</sup>, динамічний хід підвіски  $h_d = 0,32$  м;

*варіант В* — підресорена вага машини  $G_{\Pi} = 20\,000$  кг, момент інерції підресореного корпусу  $I_y = 8\,000$  кг·м·с<sup>2</sup>, динамічний хід підвіски  $h_d = 0,35$  м;

*варіант Г* — підресорена вага машини  $G_{\Pi} = 15\,000$  кг, момент інерції підресореного корпусу  $I_y = 6\,000$  кг·м·с<sup>2</sup>, динамічний хід підвіски  $h_d = 0,27$  м;

*варіант Д* — підресорена вага машини  $G_{\Pi} = 10\,000$  кг, момент інерції підресореного корпусу  $I_y = 4\,000$  кг·м·с<sup>2</sup>, динамічний хід підвіски  $h_d = 0,25$  м.

### Розділ 3 | ДЕМПФІРУВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН

Демпфірувальні пристрої СП (амортизатори, буфери, гідропідресорники, гідроупори) призначені для гасіння коливань підресорованого корпусу ВГКМ, що виникають у результаті руху по нерівностях або з інших причин, шляхом перетворення енергії цих коливань у тепло, з наступним його розсіюванням у навколишній простір. Цьому ж сприяє і тертя в шарнірах напрямних пристроїв підвіски та листових ресорах, яке для КМ може мати суттєвий вплив. Для ГМ зазначені сили тертя, у порівнянні із зусиллями, що діють у ДП, незначні і в розрахунках зазвичай не враховуються.

На цей час у підвісках ВГКМ та ТЗ громадського призначення використовуються ДП наступних двох типів: фрикційні амортизатори (ФА) і гідравлічні амортизатори (ГА), причому останні отримали найбільше поширення.

Як правило, незалежно від типу ДП, на зворотному ході підвіски забезпечується більше зусилля його опору, ніж на прямому. Це пов'язане з вимогами щодо забезпечення необхідної плавності ходу, як на низькочастотних, так і на високочастотних нерівностях, а також з метою зниження теплової напруженості вузла.

#### **3.1. Фізичний принцип дії, технічні рішення, характеристики, переваги та недоліки фрикційних демпфірувальних пристроїв**

В основі ФПД даних ДП лежить фізичний ефект *зовнішнього тертя*, яке виникає в пакеті поверхонь тертя, що стиснені будь-яким чином, причому вони можуть працювати як у маслі, так і насухо. Зусилля стиску на прямому та зворотному ходах підвіски, залежно від конструкції, можуть бути різними, але постійними. Також вони можуть ступінчасто або плавно наростати при збільшенні ходу підвіски.

Відмінною рисою ФПД, що розглядається, є те, що опір даних ДП постійний або залежить лише від величини переміщення ОВ (ходу підвіски). Можливі варіанти характеристик ФА подані на рис. 3.1, *а, б, в*.  $N_{a\text{ пр}}$ ,  $N_{a\text{ звр}}$  – вертикальне зусилля на вісі котка, обумовлене дією амортизатора, відповідно на прямому та зворотному ходах підвіски (вплив кінематики підвіски не враховано).

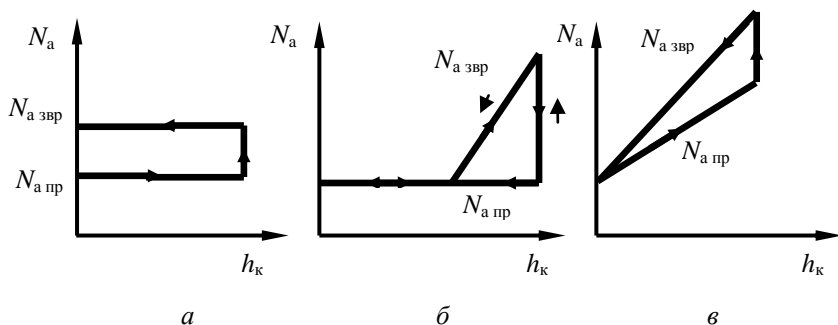


Рис. 3.1. Варіанти характеристик ФА:

- а* – характеристика залежить від напрямку переміщення (прямий та зворотний ходи підвіски);
- б* – ступінчаста характеристика;
- в* – характеристика залежить від величини ходу підвіски

ФА, які використовувалися у підвісках автомобілів і мотоциклів до 30-х років XX століття, мали просту конструкцію та характеризувалися високим зношуванням і нестабільністю характеристик. Саме тому вони досить швидко були витіснені більш прогресивними ГА. На сьогоднішній день завдяки сучасним технологіям та новим матеріалам зазначені недоліки були усунуті. Прикладом цьому служать ФА, які застосовуються на танку «Леопард-2» (ФРН) і виконані у вигляді моноблока з торсіоном (рис. 3.2) [73].

Диски даного амортизатора мають тефлонове покриття і працюють у маслі. Як буде показано у підрозд. 3.6, основною перевагою ФА є залежність його опору від величини переміщення ОВ, а не від швидкості даного переміщення, як у ГА. Крім того, при його розташу-

ванні співвісно торсіону суттєво поліпшуються компоновальні можливості підвіски та не обмежується максимальна величина динамічного ходу, який для танка Леопард-2 складає 350 мм. Перевагою також є висока енергоємність ФА (до 6 кВт), що є наслідком кращого тепловідводу на корпус машини, завдяки більшій площі контакту. Крім того, його довговічність забезпечує роботу без заміни до капітального ремонту машини (11 000...12 000 км), на відміну від ГА, які на важких ГМ необхідно міняти вже при середньому ремонті (5 000...6 000 км).

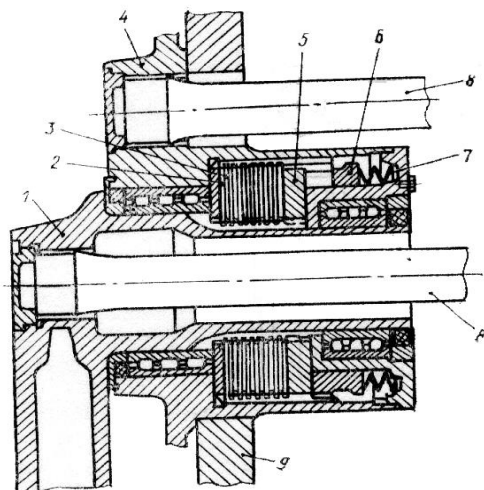


Рис. 3.2. Конструкція ФА танка «Леопард-2»:

- 1 – труба балансира; 2 – рухомі диски; 3 – нерухомі диски;
- 4 – корпус блоку підвіски; 5, 6 – піджимні кільця;
- 7 – тарілчасті пружини; 8 – торсіон; 9 – борт корпусу

Багато в чому, завдяки саме ФА, підвіска танка «Леопард-2» вважається однією із кращих у світі. Основними ж її недоліками є велика (близько 100 кг) вага ФА та підвищений нагрів торсіона.

### 3.2. Фізичний принцип дії, технічні рішення, характеристики, переваги та недоліки гідравлічних демпфірувальних пристроїв

Гідравлічні амортизатори широко використовуються як на ВГКМ, так і на ТЗ громадського призначення. Залежно від конструкції вони підрозділяються на телескопічні і лопатеві. У свою чергу телескопічні ГА можуть бути двотрубними та однотрубними з винесеною компенсаційною камерою. ФПД даних ДП є створення сили опору шляхом дроселювання робочої рідини через спеціальні отвори і клапанні пристрої (*внутрішнє тертя*). При цьому, сила опору переміщенню поршня (лопаті) залежить лише від швидкості даного переміщення (швидкості підйому-опускання ОВ). Якщо конструкція ГА передбачає зміну площі перетинів отворів і клапанів, залежно від величини переміщення поршня (лопаті), то характеристика такого амортизатора буде залежати не тільки від швидкості підйому–опускання ОВ, але і від величини ходу підвіски.

При роботі на прямому ході підвіски у конструкціях ГА важких ВГКМ передбачений клапан «відсічення», який спрацьовує при певному тиску та обмежує величину максимального опору. Це сприятливо позначається на плавності ходу машини при переміщенні ОВ уверх з великими вертикальними швидкостями. У випадку наїзду ВГКМ на міну даний клапан також може запобігти поломці вузлів підвіски. При роботі ж на зворотному ході, у застосуванні клапана «відсічення» немає потреби, оскільки максимальне зусилля ГА, яке можливе у цьому випадку, визначається максимальним зусиллям ПЕ, що має місце при повному ході підвіски.

Перевагами *телескопічних ГА* є їхня висока технологічність конструкції (більшість деталей – тіла обертання), легкість забезпечення необхідного ущільнення сполучення поршень – циліндр та мала вага (для важких військових ГМ близько 20...30 кг). Основні недоліки – низька енергоємність (близько 3 кВт), яка є наслідком невеликої площі тепловіддачі в навколишнє середовище, а також труднощі з компонуванням у ХЧ при необхідності забезпечення великих дина-



мічних ходів підвіски, коли ГА не «складається» у відведеному просторі.

Перевагами *лопатевих ГА* є висока енергоємність (до 6 кВт), яка обумовлена великою площею контакту корпусу ГА з корпусом машини, що забезпечує добрий тепловідвід, а також легкість компонування у ХЧ та забезпечення великого динамічного ходу підвіски при виконанні конструкції ГА співвісно з торсіоном. Основні недоліки – труднощі у забезпеченні ущільнення сполучення лопать – робоча камера, що внаслідок роздуття бічних стінок робочої камери при високих тисках (амортизатор «дихає») призводить до значних витоків робочої рідини, а також гірша технологічність конструкції та велика вага (для важких військових ГМ близько 60 кг). Крім того, при виконанні конструкції співвісно з торсіоном у вигляді моноблока можливе надмірне нагрівання торсіона.

Одна з можливих конструкцій телескопічного двотрубного ГА, які широко застосовуються на ТЗ громадського призначення, та його характеристики, що не залежать від ходу підвіски, показані на рис. 3.3. Оскільки двотрубна конструкція є компактною, але не забезпечує необхідне охолодження внутрішньої труби, на важких ВГКМ її використання намагаються уникати.

Даний ГА працює наступним чином. На прямому ході підвіски шток з поршнем 1 переміщується униз та витісняє робочу рідину з підпоршневого простору, через постійно відкриті отвори 5 та отвори 9, які відкриті тільки на прямому ході, у надпоршневий простір, при цьому реалізується доклапанна ділянка 12 характеристики прямого ходу. Внаслідок того, що шток 1 займає частину об'єму надпоршневого простору, уся робоча рідина там не поміщається і займає її частина через отвори 3 перетікає у компенсаційну камеру 7, що розташована між зовнішньою 2 та внутрішньою 4 трубами (така камера передбачається в усіх конструкціях телескопічних ГА). При великих швидкостях переміщення штока (відповідно і при великому тиску) відкривається клапан «відсічення» 8, при цьому реалізується заклапанна ділянка 13 характеристики прямого ходу. На зворотному ході підвіски шток з поршнем 1 переміщується уверх та витісняє робочу рідину з надпоршне-

вого простору у підпоршневий тільки через отвори 5 (отвори 9 закриті), що забезпечує характеристику більшого опору. При цьому додатковий об'єм робочої рідини, якого не вистачає для заповнення підпоршневого простору, через компенсаційний клапан 6, що відкривається, надходить з компенсаційної камери 7.

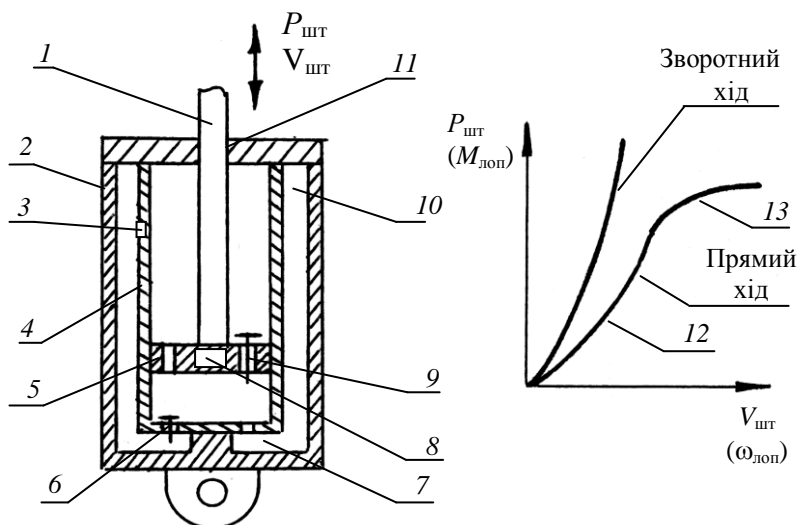


Рис. 3.3. Конструкція і характеристики двотрубного ГА:

1 – шток з поршнем; 2 – зовнішня труба; 3 – отвори;  
 4 – внутрішня труба; 5 – постійно відкриті отвори;  
 6 – компенсаційний клапан; 7 – компенсаційна камера;  
 8 – клапан «відсічення»; 9 – отвори, що відкриті тільки на прямому ході; 10 – газонаповнена порожнина;  
 11 – ущільнення штока; 12 – доклапанна ділянка характеристики прямого ходу; 13 – заклапанна ділянка характеристики прямого ходу

З метою покращення якісних показників, у верхній частині компенсаційної камери телескопічних ГА може розташовуватися газонаповнена порожнина, у якій міститься газ під тиском (газонаповнені ГА).

Крім того, на ТЗ легкої вагової категорії починають застосовуватися газові амортизатори, у яких сили опору обумовлені дроселюванням газу через отвори та клапани. Такі амортизатори мають меншу вагу за рахунок відсутності робочої рідини.

На рис. 3.4 показано конструкцію телескопічного ГА з винесеною компенсаційною камерою та його компонування у ХЧ танка Т-64А, з якої видно, що телескопічний ГА суттєво обмежує можливості щодо реалізації великих динамічних ходів підвіски при одночасному забезпеченні його ефективної роботи. Середній динамічний хід підвіски для даного танка складає лише 245 мм.

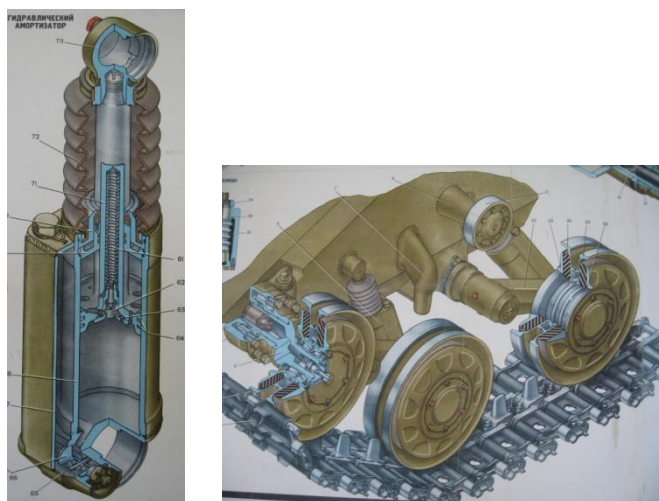


Рис. 3.4. Конструкція телескопічного ГА з винесеною компенсаційною камерою та його компонування у ХЧ танка Т-64А

На рис. 3.5 подано конструкцію та компоновання у ХЧ лопатевого неспіввісного ГА танка Т-72, що має характеристики, аналогічні звичайному телескопічному ГА, тільки замість зусилля на штоці розглядається момент опору на важелі залежно від його кутової швидкості. Дане компоновання ГА забезпечило середній динамічний хід підвіски 271 мм, що теж не задовольняє сучасним вимогам.

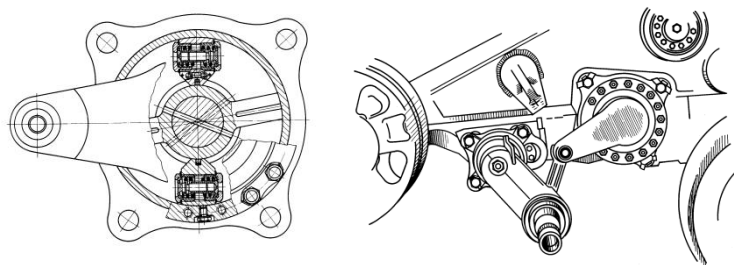


Рис. 3.5. Конструкція та компоновання у ХЧ лопатевого неспіввісного ГА танка Т-72

На рис. 3.6 подано схему ХЧ з співвісними лопатевими ГА, аналогічну ХЧ танка М-1 Абрамс (США), у якого максимальний динамічний хід 1-ї підвіски складає 381 мм. Як видно з цього рисунку, у

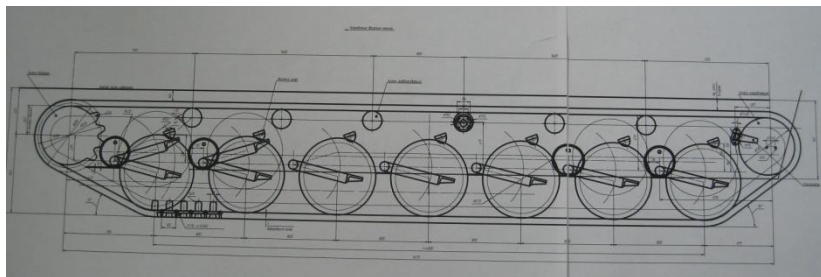


Рис. 3.6. Схема ХЧ з співвісними лопатевими ГА

даному випадку, каток при верхньому положенні майже торкається гусениці і динамічний хід обмежується вже не компоновкою підвіски, а висотою гусеничного рушія. Блок даної підвіски показано на рис. 3.7.

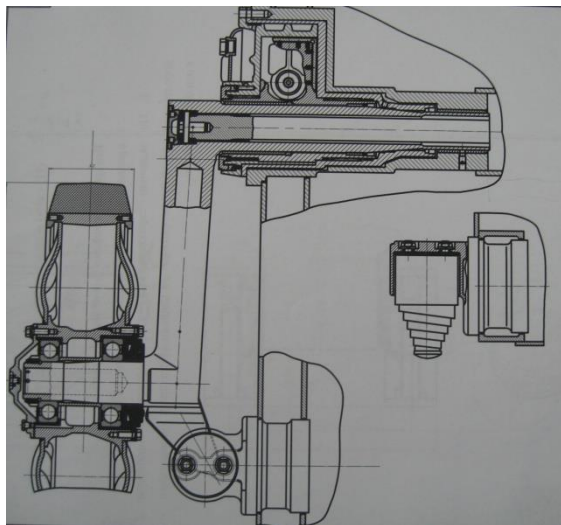


Рис. 3.7. Блок торсійної підвіски з співвісним лопатевим ГА

Великий інтерес викликають конструкції ГА, що забезпечують залежність характеристик опору не тільки від швидкості, але одночасно і від величини переміщення ОВ (ходу підвіски). Запатентовано достатньо велику кількість ТР, що реалізують різні закони такої залежності.

Наприклад, для цього використовується система отворів, через які дроселює робоча рідина і які перекриваються поршнем або лопаттю при переміщенні ОВ підвіски. На рис. 3.8 подано варіант такої конструкції телескопічного ГА та його характеристики. У легких дорожніх умовах, при невеликих ходах підвіски, коли у великому зусиллі опору ГА немає потреби, робоча рідина на прямому ході, при швидкому переміщенні штока з поршнем 1, перетікає з підпоршньового прос-

тору у надпоршньовий через отвір 2, трубку 3 та клапан «відсічення» 4 першого ступеня, при цьому реалізується 1-й ступінь характеристики прямого ходу, що забезпечує мінімальне нагрівання ГА.

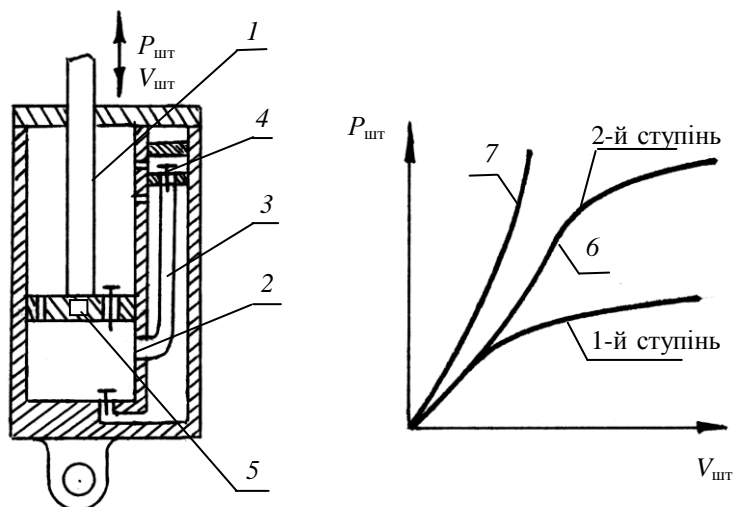


Рис. 3.8. Конструкція і характеристики телескопічного ГА з регулюванням опору залежно від ходу підвіски:  
 1 – шток з поршнем; 2 – отвір; 3 – трубка; 4 – клапан «відсічення» 1-го ступеня; 5 – клапан «відсічення» 2-го ступеня; 6 – характеристика прямого ходу;  
 7 – характеристика зворотного ходу

У важких дорожніх умовах хід підвіски збільшується і поршень 1 починає перекривати отвір 2. У результаті, опір ГА різко зростає і при швидкому переміщенні поршня відкривається клапан «відсічення» 5 другого ступеня, при цьому реалізується 2-й ступінь характеристики прямого ходу. Більші зусилля опору забезпечують ефективне гасіння коливань підресореного корпусу, однак одночасно призводять до інтенсивного нагрівання ГА, який виконує функцію гідроопору. Вважається, що такі важкі режими руху, як правило, недовгочасні і перегрів ГА

не настане. Тим не менше, необхідно мати на увазі наступне. Якщо такий двоступінчастий ГА є удосконаленням звичайного одноступінчастого і його опір на прямому ході пропорційно зменшується на 1-му ступені та збільшується на 2-му, але загальна робота за цикл «прямий–зворотний хід» залишиться на попередньому рівні, то і підвищення прохідної висоти нерівностей не відбудеться. Для підвищення плавності ходу необхідно збільшувати роботу ГА, але це не завжди можливо з огляду великої теплової напруженості попередньої конструкції. Більш докладно питання теплової напруженості ДП будуть розглянуті у підрозд. 3.4.

Варіант конструкції лопатевого ГА, характеристики якого залежать як від швидкості, так і від переміщення ОВ підвіски, подані на рис. 3.9.

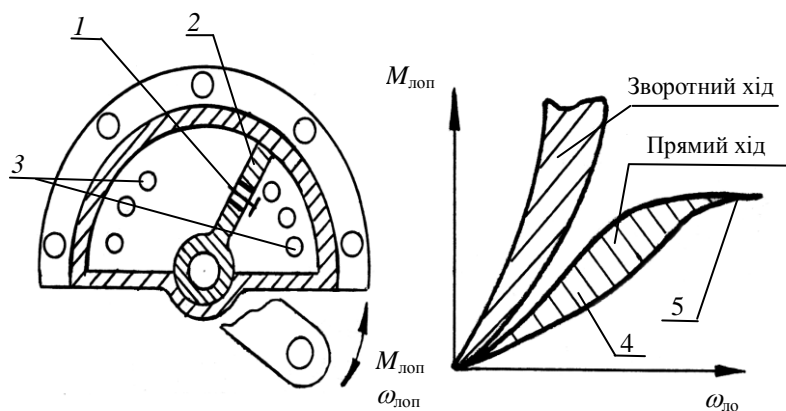


Рис. 3.9. Конструкція і характеристики лопатевого ГА з регулюванням опору залежно від ходу підвіски:  
1 – клапан «відсічення»; 2 – лопать; 3 – отвори;  
4 – доклапанна ділянка; 5 – клапанна ділянка

У даній конструкції використовується лише один клапан «відсічення» 1, а характеристики прямого і зворотного ходу регулюються шляхом послідовного перекриття лопаттю 2 отворів 3, що забезпечує плавне наростання опору (для прямого ходу тільки на доклапанній ділянці 4). Максимальне ж зусилля на прямому ході (клапанна ділянка 5) залишається без зміни. Характеристики ГА такої конструкції мають вигляд області. Перевагою даних характеристик є забезпечення припустимої теплової напруженості ГА. Однак, як показують розрахунки і практика, у важких дорожніх умовах ГА на прямому ході переважний час працюють на клапанній ділянці 5 характеристики, в результаті чого, регулювання опору залежно від ходу підвіски практично не відбувається.

На зворотному ході підвіски таке регулювання також не раціональне, бо при великому ході підвіски, коли торсіон розвиває великий момент, опір ГА невеликий (відкрито багато отворів 3), а при зменшенні ходу підвіски і відповідно моменту торсіона, опір ГА зростає. Для забезпечення кращої плавності ходу має бути навпаки. Таким чином, дану конструкцію лопатевого ГА необхідно удосконалювати, що призведе до її ускладнення.

Крім описаних конструкцій, для реалізації регулювання опору ГА залежно від ходу підвіски існують і інші варіанти: наприклад, із щілиною змінного перетину, який змінюється залежно від ходу підвіски. Дана щілина може бути або між поршнем і корпусом ГА, або між центральним отвором у поршні і штоком змінного перетину – веретеном, що входить у нього, який закріплений у днищі ГА та ін.

Як правило, їхніми недоліками є низька технологічність і необхідність виготовлення деталей з високою точністю. Це призводить до великої вартості таких ДП, що не завжди підходить для масового або серійного виробництва. Також відомі конструкції, які містять у собі фрикційні та гідравлічні вузли, що забезпечує об'єднання переваг ФА та ГА, але вони відрізняються великою складністю.



### 3.3. Розрахунок конструкції телескопічного гідравлічного амортизатора

Проведемо розрахунок конструкції телескопічного ГА на прикладі ГМ з торсіонною підвіскою. Він полягає у визначенні основних розмірів ГА і площ прохідних перетинів отворів та клапанів на прямому і зворотному ходах підвіски. При цьому характеристики ГА і кінематична схема підвіски вважаються відомими. Характеристики ГА отримуються за результатами розрахунків плавності ходу з використанням методик оптимізації параметрів СП та реалізуються у конкретній конструкції за допомогою наведеної нижче методики.

Реальні характеристики ГА, отримані при стендових випробуваннях, мають поля розкиду (рис. 3.10), які обумовлені полями допусків на розміри деталей і можуть бути з достатньою точністю апроксимовані квадратичними параболою для зворотного ходу і доклапанної ділянки прямого ходу та функцією радикала на клапанній ділянці прямого ходу.

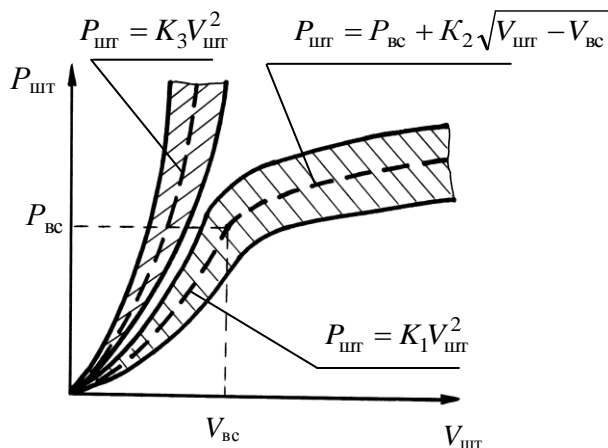


Рис. 3.10. Експериментальні характеристики телескопічного ГА

Для проведення розрахунку мають бути відомі:  $P_{\text{вс}}$  – зусилля на штоці ГА, при якому відкривається клапан «відсічення», значення коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$ , що відповідають заданій характеристиці ГА та  $N_{Z \text{ max}}$  – вертикальна реакція ґрунту на ОВ, що обумовлена дією ПЕ, при максимальному ході підвіски.

Розглянемо розрахунок конструкції телескопічного ГА, принципова схема якого зображена на рис. 3.11, використовуючи деякі дані, що були отримані при розрахунку торсійної підвіски ГМ (див.розд. 2).

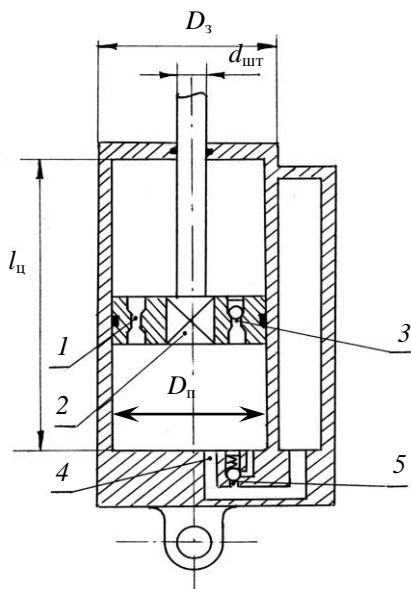


Рис. 3.11. Принципова схема телескопічного ГА:

1 – отвори, відкриті як на прямому, так і на зворотному ході підвіски;  
2 – клапан «відсічення»;  
3 – отвори, відкриті тільки на прямому ході;  
4 – отвір у компенсаторній камері;  
5 – компенсаторний клапан

$$\text{Задано: } P_{\text{вс}} = 60 \text{ кН}; \quad K_1 = 240 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2}; \quad K_2 = 30 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2};$$

$$K_3 = 400 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2}; \quad N_{Z \text{ max}} = 112 \text{ кН}.$$

**Необхідно визначити:**  $D_{\text{п}}, d_{\text{шт}}$  – діаметри відповідно поршня та штока;  $l_{\text{ц}}, D_3$  – внутрішню довжину і зовнішній діаметр циліндра ГА;  $S$  – площу отворів 1, які працюють на прямому та зворотному ходах;  $S_{\text{д}}$  – площу додаткових отворів 3, які працюють тільки на прямому ході;  $S_{\text{к}}$  – площу отвору 4, що перепускає рідину в компенсаційну камеру на прямому ході;  $S_{\text{кл}}$  – площу отвору компенсаційного клапана 5;  $S_{\text{вс}}$  – площу отворів клапана «відсічення» 2.

1. Діаметр поршня  $D_{\text{п}}$  визначається з умови обмеження максимального тиску  $P_{\text{max}}$ . З метою забезпечення працездатності ущільнень штока зазначений тиск приймемо рівним 16 МПа. Діаметр штока  $d_{\text{шт}}$  приймається рівним  $0,15 \dots 0,3 D_{\text{п}}$  ( $\lambda D_{\text{п}}$ ). Оцінимо максимальні зусилля на штоці при прямому та зворотному ходах підвіски:

$$P_{\text{шт. max. пр}} = P_{\text{вс}} + K_2 \sqrt{V_{\text{шт. max. пр}} - V_{\text{вс}}} ; \quad (3.1)$$

$$P_{\text{шт. max. зв}} = N_{Z_{\text{max}}} \cdot i_a , \quad (3.2)$$

де:  $V_{\text{шт. max. пр}}$  – максимальна швидкість переміщення штока, що залежить від максимально можливої швидкості підйому ОВ підвіски  $V_{\text{К max}}$ , при русі ГМ в екстремальних умовах (зазвичай у даному випадку  $V_{\text{шт. max. пр}}$  приймають рівною 2 м/с);  $i_a$  – силове передатне відношення ГА, обумовлене кінематикою підвіски (відношення плечей відповідно вертикальної реакції ґрунту на ОВ, обумовленої опором ГА, та зусилля на штоку ГА щодо вісі торсіона). Для відомих конструкцій у даному випадку можна вважати, що  $i_a = 2$ .

$$\text{Тоді враховуючи, що } V_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{P_{\text{вс}}}{K_1}} = 0,5 \text{ м/с,}$$

та використовуючи вирази (3.1) і (3.2), отримаємо

$$P_{\text{шт.мах.пр}} = 60 + 30 \sqrt{2-0,5} = 96,74 \text{ кН};$$

$$P_{\text{шт.мах.зв}} = 112 \cdot 2 = 224 \text{ кН}.$$

Таким чином, для даної характеристики ГА максимальні тиски визначаються максимальним зусиллям ПЕ (торсіона) на зворотному ході підвіски.

Визначимо діаметри поршня та штока, прийнявши  $\lambda = 0,25$ .

$$P_{\text{шт.мах.зв}} = p_{\text{мах}} \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} (1 - \lambda^2),$$

звідки

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{шт.мах.зв}}}{\pi \cdot p_{\text{мах}} (1 - \lambda^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 224000}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,25^2)}} = 0,138 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Приймаємо  $D_{\text{п}} = 0,14 \text{ м}; d_{\text{шт}} = 0,034 \text{ м}.$

**2.** Визначимо внутрішню довжину  $l_{\text{ц}}$  циліндра ГА.

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{п}} + \frac{h_{\text{ст}} + h_{\text{д}}}{i_{\text{а}}} + \Delta, \quad (3.4)$$

де  $l_{\text{п}}$  – товщина поршня, яка визначається необхідністю розміщення клапанних пристроїв і ущільнень поршень–циліндр (у багатьох випадках для поршнів невеликого діаметра,  $l_{\text{п}} \approx D_{\text{п}}$ ). Приймаємо  $l_{\text{п}} = 0,04 \text{ м}$ ; величину повного ходу підвіски  $h_{\text{ст}} + h_{\text{д}}$  беремо з розрахунків розд. 2;  $\Delta$  – запас ходу поршня, що виключає його удари в торці робочого циліндра ( $\Delta = 0,02 \dots 0,03 \text{ м}$ ).

$$\text{Тоді } l_{\text{ц}} = 0,04 + \frac{0,41}{2} + 0,025 = 0,27 \text{ м}.$$

Знайдемо зовнішній діаметр  $D_3$  циліндра ГА, використовуючи вираз (3.5), де для сталі 12Х  $\sigma_s = 850$  МПа, а коефіцієнт запасу міцності  $n = 2$ .

$$D_3 = \frac{D_{\Pi}}{\sqrt{1 - \frac{2 \cdot n \cdot p_{\max}}{\sigma_s}}} = \frac{0,14}{\sqrt{1 - \frac{2 \cdot 2 \cdot 16}{850}}} = 0,146 \text{ м.} \quad (3.5)$$

Після вибору основних розмірів ГА необхідно перевірити можливість його розміщення у гусеничному обводі, а саме:

а) чи забезпечує розташування верхньої та нижньої опор амортизатора (кінематика підвіски з ГА вважається відомою) необхідну величину повного ходу підвіски, при відсутності торкання його корпусу з іншими вузлами і деталями ХЧ;

б) чи забезпечується необхідна величина зазору 10...15 мм між ГА, корпусом машини та котком. Якщо умови розміщення не дотримуються, проводять коректування розмірів ГА.

Для визначення площ прохідних отворів запишемо рівняння миттєвих витрат робочої рідини через дані отвори та дорівняємо їх до миттєвих витрат, що обумовлені переміщенням поршня. При цьому будемо вважати, що величина діаметра поршня  $D_{\Pi}$  не коректувалася.

**3.** Визначимо площу  $S$  отворів  $I$ . Для зворотного ходу можна записати:

$$\mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot p_{\max}}{\gamma}} = \frac{\pi(D_{\Pi}^2 - d_{\text{шт.}}^2)}{4} \cdot V_{\text{шт. макс. зв.}}; \quad V_{\text{шт. макс. зв.}} = \sqrt{\frac{P_{\text{шт. макс. зв.}}}{K_3}},$$

звідки

$$S = \frac{\pi(D_{\Pi}^2 - d_{\text{шт.}}^2)}{4\mu} \sqrt{\frac{P_{\text{шт. макс. зв.}} \cdot \gamma}{2K_3 \cdot g \cdot p_{\max}}}. \quad (3.6)$$

Тут позначено:  $\mu=0,7$  – коефіцієнт витрат робочої рідини при витіканні через круглі короткі ( $l \leq 3d$ ) отвори з гострими краями і загальною площею  $S$ ;  $\gamma=8800 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$  – об'ємна вага робочої рідини;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Тоді одержуємо:

$$S = \frac{3,14 \cdot (0,14^2 - 0,034^2)}{4 \cdot 0,7} \cdot \sqrt{\frac{224000 \cdot 8800}{2 \cdot 400000 \cdot 9,81 \cdot 16 \cdot 10^6}} = 81,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 81,6 \text{ мм}^2.$$

Отриману величину  $S$  необхідно розподілити між декількома отворами діаметром  $d$  з дотриманням умови  $l \leq 3d$ . Нехай число отворів  $Z=3$ , тоді

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi \cdot Z}} = 5,9 \text{ мм}.$$

4. Для визначення площі  $S_K$  отвору 4 запишемо рівняння витрат через даний отвір на прямому ході та прирівняємо його до миттєвих витрат, що обумовлені всуненням елементарного об'єму штока у циліндр при максимальній його швидкості.

$$\mu' \cdot S_K \sqrt{\frac{2g \cdot p_{\text{max.пр}}}{\gamma}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4} \cdot V_{\text{шт. max. пр}},$$

де  $\mu'=0,8$  – коефіцієнт витрат з урахуванням щодо малого витікання і великих побічних витоків. Максимальний тиск на прямому ході визначимо як

$$p_{\text{max.па}} = \frac{4P_{\text{шт. max. пр}}}{\pi \cdot D_{\Pi}^2} = \frac{4 \cdot 96740}{3,14 \cdot 0,14^2} = 6,3 \text{ МПа}.$$

Тоді

$$S_{\kappa} = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2 \cdot V_{\text{шт. макс. пр}}}{4\mu'} \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot p_{\text{макс. пр}}}} = \frac{3,14 \cdot 0,034^2 \cdot 2}{4 \cdot 0,8} \times \quad (3.7)$$

$$\times \sqrt{\frac{8800}{2 \cdot 9,81 \cdot 6,3 \cdot 10^6}} = 19,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 19,1 \text{ мм}^2.$$

Визначимо діаметр отвору 4  $d_{\kappa} = \sqrt{\frac{4S_{\kappa}}{\pi}} = 4,9 \text{ мм}.$

5. Знайдемо площу  $S_{\text{д}}$  додаткових отворів 3, відкритих тільки на прямому ході, при цьому клапан «відсічення» будемо вважати закритим.

$$\mu \left( S + \frac{\mu'}{\mu} S_{\kappa} + S_{\text{д}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot p_{\text{вс}}}{\gamma}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} \cdot V_{\text{вс}},$$

де

$$p_{\text{вс}} = \frac{4P_{\text{вс}}}{\pi \cdot D_{\text{п}}^2} = \frac{4 \cdot 60000}{3,14 \cdot 0,14^2} = 3,9 \text{ МПа},$$

звідки

$$S_{\text{д}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2 \cdot V_{\text{вс}}}{4\mu} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot p_{\text{вс}}}} - S - \frac{\mu'}{\mu} S_{\kappa} = \frac{3,14 \cdot 0,14^2 \cdot 0,5}{4 \cdot 0,7} \sqrt{\frac{8800}{2 \cdot 9,81 \cdot 3,9 \cdot 10^6}} -$$

$$- 81,6 \cdot 10^{-6} - \frac{0,8}{0,7} \cdot 19,1 \cdot 10^{-6} = 14,37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 14,37 \text{ мм}^2. \quad (3.8)$$

Нехай додатковий отвір 3 один, тоді його діаметр буде дорівнювати:

$$d_{\text{д}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{д}}}{\pi}} = 4,3 \text{ мм}.$$

6. Аналогічно визначимо площу прохідних перетинів  $S_{\text{вс}}$  клапана «відсічення» 2.

$$\mu \left( S + \frac{\mu'}{\mu} S_{\text{к}} + S_{\text{д}} + S_{\text{вс}} \right) \sqrt{\frac{2g \cdot p_{\text{max.пр}}}{\gamma}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} V_{\text{шт. max. пр}},$$

звідки

$$S_{\text{вс}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2 \cdot V_{\text{шт. max. пр}}}{4\mu} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot p_{\text{max.пр}}}} - S - \frac{\mu'}{\mu} S_{\text{к}} - S_{\text{д}} = \quad (3.9)$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,14^2 \cdot 2}{4 \cdot 0,7} \sqrt{\frac{8800}{2 \cdot 9,81 \cdot 6,3 \cdot 10^6}} - 81,6 \cdot 10^{-6} - \frac{0,8}{0,7} \cdot 19,1 \cdot 10^{-6} - 14,37 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 252,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 252,8 \text{ мм}^2.$$

Приймаємо, що клапан «відсічення» має чотири отвори. Визначимо їхній діаметр:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{S_{\text{вс}}}{\pi}} = 9 \text{ мм}.$$

7. Знайдемо площу  $S_{\text{кл}}$  перетину компенсаційного клапана 5, виходячи з того, що перепад тисків  $\Delta p$  у компенсаційній камері та підпоршневому просторі на зворотному ході повинен становити 0,03...0,04 мПа.

Тоді

$$\mu' (S_{\text{к}} + S_{\text{кл}}) \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta p}{\gamma}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4} \cdot V_{\text{шт. max. зв}},$$

звідки



$$S_{\text{кл}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4\mu'} \sqrt{\frac{P_{\text{шт. макс. зв. } \gamma}}{2K_3 \cdot g \cdot \Delta p}} - S_{\text{к}} = \quad (3.10)$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,034^2}{4 \cdot 0,8} \sqrt{\frac{224000 \cdot 8800}{2 \cdot 400000 \cdot 9,81 \cdot 0,04 \cdot 10^6}} - 19,1 \cdot 10^{-6} = 70,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 70,7 \text{ мм}^2.$$

Діаметр отвору компенсаційного клапана 5 буде дорівнювати:

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{кл}}}{\pi}} = 9,5 \text{ мм}.$$

Отримані розміри діаметрів прохідних отворів ГА є приблизними, тому що у розрахунках не враховувалися наявність витоків по сполученню поршень – циліндр, вібрація клапана «відсічення», наявність повітря в робочій рідині та ін. Тому після виготовлення дослідного зразка ГА і його стендових випробувань необхідно буде уточнити діаметри основних отворів шляхом порівняння розрахункових і експериментальних характеристик, що були отримані на стенді.

Розрахунки лопатевих ГА проводяться аналогічно, а їх характеристики будуються в координатах момент опору повороту лопаті – кутова швидкість повороту лопаті.

### **3.4. Оцінення, розрахунок та способи зниження теплової напруженості демпфірувальних пристроїв**

Наступним етапом розрахунку ДП, що відіграє важливу роль, є оцінення їх теплової напруженості. Це пов'язане з тим, що реалізація обраних оптимальних характеристик даних пристроїв напряму залежить від можливостей відводу тепла, яке виділяється у процесі їх роботи. Зазначеного теплового балансу необхідно дотримуватися для запобігання перегріву поверхонь тертя або робочої рідини, руйнування ущільнень і виходу з ладу всього вузла.

Тепло, яке ДП мають розсіювати в одиницю часу або, інакше кажучи, необхідна потужність, що поглинається ними, визначається вимогами до плавності ходу ВГКМ (її прохідної висоти нерівностей), середніми швидкостями руху та часом можливого руху машини по заданих нерівностях, у певному швидкісному режимі, без перегріву даних пристроїв. Установлено, що для важкої військової ГМ в екстремальних умовах руху її ДП повинні поглинати та розсіювати до 7 кВт енергії на тонну ваги машини [74]. Враховуючи те, що на розгойдування корпусу машини, яке потім гасять зазначені пристрої, витрачається енергія двигуна, неважко підрахувати, що значна частина його потужності губиться в ДП СП.

Експериментальні дослідження показали, що при русі важкої військової ГМ по реальних дорожніх профілях нерівностей із швидкістю 20...22 км/год потужність, яка поглинається кожним ДП, складає 3...4 кВт. Щоб збільшити швидкість руху до 25...27 км/год необхідно дану потужність потроїти, довівши її до 10...12 кВт, що у рамках відомих ТР зустрічає непереборні труднощі. Окрім того, такі великі втрати у СП (в середньому 10...20 % потужності двигуна, максимум – до 7 кВт на тонну ваги машини) знижують економічність і запас ходу, змушуючи збільшувати запас палива, що возиться. Недостатня потужність ДП, їх перегрівання і вихід з ладу не дозволяє в необхідній мірі гасити коливання корпусу, що знижує ефективність застосування стабілізованого озброєння ВГКМ, коли приводи наведення не встигають відстежувати ціль або озброєння виходить на упори. Більш докладно втрати в СП та оцінення її впливу на навантаженість силової установки і трансмісії буде розглянуто у підрозд. 3.7.

Розглянемо як приклад розрахункові залежності потужностей, що поглинаються телескопічними ГА кожної підвіски при русі сьоміопорної ГМ вагою 19 т по синусоїдальному профілю нерівностей з відстанню між вершинами  $2L$ , які показано на рис. 3.12. Висоти нерівностей і швидкості руху відповідають швидкісній характеристиці СП цієї машини. Тут же поданий графік потужності  $N_{\text{а,доп}}$ , яку даний телескопічний ГА здатний розсіювати у навколишній простір на грані

перегріву при температурі навколишнього середовища  $20^{\circ}\text{C}$ . Порядок розрахунків зазначеної потужності буде наведений нижче.

З аналізу кривих випливає, що на швидкостях руху до 21 км/год, при максимальних припустимих, за вимогами плавності ходу, висотах нерівностей перегрів ГА спостерігатися не буде. Якщо швидкість руху почне збільшуватися, відбудеться перегрів ГА 1-ї підвіски.

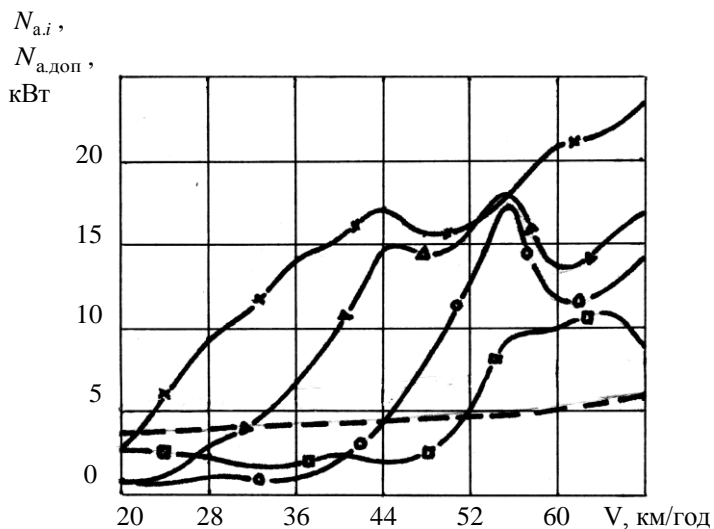


Рис. 3.12. Баланс потужностей телескопічних ГА ГМ

$N_{a,i}$  потужності, що поглинаються ГА:  
 — 1-а підвіска; — 2-а підвіска;  
 — 6-а підвіска; — 7-а підвіска;  
 $N_{a,доп}$  — допустима потужність ГА при  $\Delta t = 160^{\circ}\text{C}$

При швидкості руху більшої за 32 км/год настане перегрів ГА 2-ї підвіски, а на швидкостях руху більше за 51 км/год будуть перегріватися ГА всіх підвісок. Слід відмітити, що наведений аналіз відповідає найбільш екстремальним режимам руху. Він служить як орієнтир при оціненні теплової напруженості ДП і використовується у критерії яко-

сті СП при проведенні оптимізації її параметрів. У реальних ситуаціях, перед в'їздом машини на ділянку з важкими дорожніми умовами, ДП можуть мати невисоку температуру, а, отже, і запас за припустимої потужності, який буде витрачатися на їх нагрів до граничної температури. На це піде певний час, за який машина може встигнути проїхати дану ділянку. Крім того, імовірним є зниження швидкості руху через обмеження щодо тягових можливостей двигуна, що зменшить потужності, які поглинаються ДП. І, нарешті, висоти нерівностей можуть бути меншими, ніж максимально припустимі за швидкісною характеристикою, для якої і побудовані розглянуті залежності.

Для уточненого оцінення теплової напруженості ДП проводять експериментальні дослідження на стендах, а також при русі в реальних умовах визначають імовірнісні характеристики дорожнього профілю та знаходять математичні очікування потужності, яка поглинається ДП у конкретних режимах руху. Зазначена методика описана в роботі [17].

У випадку, якщо тепла напруженість ДП виходить за припустимі межі, для її зниження на сьогоднішній день застосовують такі рішення:

1. Як правило, найбільш теплонапруженим є ДП 1-ї підвіски, тому, зробивши його характеристики з меншим опором, тим самим довантажують менш теплонапружені ДП інших підвісок і виводять їх приблизно на один рівень. При цьому необхідно перевіряти, чи зберігається необхідна плавність ходу. Так зроблено на танку Т-64А, де ГА 1-ї підвіски має на зворотному ході характеристику значно меншого опору, ніж ГА 2-ї та 6-ї підвісок.

2. Використовується термоклапан (біметалічне кільце), який різко знижує зусилля опору ГА при його перегріві (відкриваються додаткові отвори) і, тим самим, забезпечує остигання ГА до певної температури. Вважається, що оскільки термоклапани ГА різних підвісок, як правило, спрацьовують не одночасно, плавність ходу машини та її середня швидкість руху будуть зменшуватися незначно.

3. Підвищуються допустимі межі теплової напруженості ДП. Для цього використовують більш термостійкі матеріали для ущіль-

нень, термостійкі робочі рідини (наприклад, синтетичні масла замість мінеральних) та покриття дисків тертя (наприклад, тефлон).

4. Використовуються додаткові ДП – гідропідресорники (гідропори, гідробуфери), які мають високу енергоємність і вступають у роботу наприкінці динамічного ходу. Вони розвантажують основні ДП на найбільш важких режимах руху, коли реалізується повний динамічний хід підвіски.

5. Застосовуються спеціальні системи охолодження ДП. Це можуть бути як традиційні рідинні системи, так і системи охолодження та стабілізації, що працюють на альтернативних принципах дії, наприклад із застосуванням фазових переходів I-го роду. Більш докладно альтернативні системи охолодження ДП та стабілізації їх температури будуть розглянуті у підрозд. 9.4. Крім того, відомі і інші ТР, що дозволяють відводити та певним чином використовувати тепло, яке виділяється в ДП, хоча практичного застосування вони поки не знайшли.

Необхідно відзначити, що описані рішення зазвичай використовуються після вичерпання можливостей з вибору оптимальних характеристик вузлів СП, з урахуванням їх теплової напруженості.

Суттєво знизити теплову напруженість ДП можна, застосувавши керування характеристиками вузлів підвіски, яке не буде допускати розгойдування корпусу ВГKM, а, отже, не буде чого й гасити.

З вище розглянутого випливає, що теплова напруженість ДП, особливо швидкохідних військових ГМ, є важливою проблемою, розв'язання якої становить певні труднощі.

Розглянемо на прикладі телескопічного ГА, порядок розрахунку потужності  $N_{\text{а.доп}}$ , яку ДП здатен розсіяти у навколишнє середовище при допустимому перепаді температур.

Кількість тепла  $dQ$ , що виділяється у процесі роботи ГА, за час  $dt$  йде на нагрівання робочої рідини та деталей ( $dQ_{\text{н}}$ ), а також відводиться теплообміном у навколишній повітряний простір ( $dQ_{\text{пп}}$ ),

випромінюванням ( $dQ_B$ ) і через вузли його кріплення на корпус ВГКМ ( $dQ_{кр}$ ) [17]. Тоді можна записати:

$$dQ = dQ_H + dQ_{шт} + dQ_B + dQ_{кр}. \quad (3.11)$$

При визначенні кількості тепла, що витрачається на нагрів ГА, необхідно враховувати нерівномірність нагріву робочої рідини і металевих деталей.

Нехай  $T_o$  – температура оточуючого середовища,  $T$  – температура зовнішніх стінок ГА,  $T_B$  – температура внутрішніх стінок ГА,  $T_p$  – температура робочої рідини. Тоді

$$dQ_H = \frac{m_K c_M (dT + dT_B)}{2} + m_{шт} c_M dT_B + m_p c_p dT_p;$$

де  $dT = T - T_o$ ;  $dT_B = T_B - T_o$ ;  $dT_p = T_p - T_o$ .

Тут  $m_K, m_{шт}, m_p$  – відповідно, маса корпусу, штока з поршнем і робочої рідини ГА;  $c_M = 0,47 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – теплоємність металевих деталей;  $c_p = 1,67 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – теплоємність робочої рідини.

Позначимо  $\gamma_B = \frac{dT_B}{dT}$ ;  $\gamma_p = \frac{dT_p}{dT}$ .

Назвемо  $\gamma_B$  та  $\gamma_p$  коефіцієнтами нерівномірності нагріву деталей ГА і робочої рідини та отримаємо:

$$dQ_H = \left[ \frac{m_K c_M (1 + \gamma_B)}{2} + m_{шт} c_M \gamma_B \right] dT + m_p c_p \gamma_p dT. \quad (3.12)$$

Згадані коефіцієнти для різних конструкцій ГА визначаються експериментально. На рис. 3.13. подані графіки залежності  $\gamma_v$  і  $\gamma_p$  від температури зовнішніх стінок  $T$  для телескопічних ГА, що приведені в роботі [17].

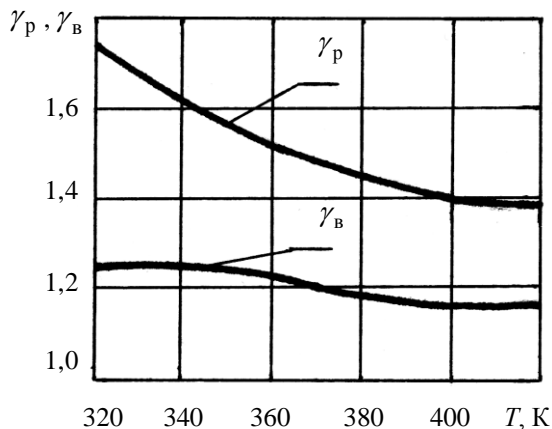


Рис. 3.13. Залежність коефіцієнтів нерівномірності нагріву телескопічних ГА  $\gamma_p$  і  $\gamma_v$  від температури

Визначимо кількість тепла, що відводиться теплообміном в оточуючий повітряний простір, як

$$dQ_{\text{пп}} = \alpha F dT dt, \quad (3.13)$$

де:  $\alpha = 5,6 + 4V \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ГА до повітря ( $V$  – швидкість машини, м/с);  $F$  – площа поверхні охолодження ГА.

Кількість тепла, що відводиться в оточуючий простір випромінювання, можна визначити як

$$dQ_B = \sigma \varepsilon F (T^4 - T_o^4) dt, \quad (3.14)$$

де  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$  – постійна Стефана – Больцмана;  $\varepsilon = 0,78$  – випромінювана здатність тіла, що покрито масляною фарбою.

Кількість тепла, що відводиться через точки кріплення ГА до корпусу машини і балансира, буде дорівнювати

$$dQ_{\text{кр}} = \frac{2\lambda F_{\text{к}} dT}{l_{\text{к}}}, \quad (3.15)$$

де:  $\lambda = 47 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  – коефіцієнт теплопровідності сталі;  $l_{\text{к}}, F_{\text{к}}$  –

довжина і площа поперечного перетину вузла кріплення ГА.

Тоді, використовуючи останні чотири вирази, можна визначити потужність  $N_{\text{а.доп}}$ , яку ГА здатен розсіяти при допустимій температурі нагріву

$$N_{\text{а.доп}} = \frac{dQ}{dt} = \left[ \frac{m_{\text{к}} c_{\text{м}} (1 + \gamma_{\text{в}})}{2} + m_{\text{шт}} c_{\text{м}} \gamma_{\text{в}} + m_{\text{р}} c_{\text{р}} \gamma_{\text{р}} \right] \frac{dT}{dt} + \left( \alpha F + \frac{2\lambda F_{\text{к}}}{l_{\text{к}}} \right) dT + \sigma \varepsilon F (T^4 - T_o^4). \quad (3.16)$$

Тут  $dt$  відповідає часу, за який розраховуються потужності  $N_{\text{а.і}}$ , що поглинаються ГА;  $dT = (T_{\text{р.доп}} - T_o) / \gamma_{\text{р}}$ , де для робочої рідини АЖ-170  $T_{\text{р.доп}} = 403\text{K} (+130^\circ\text{C})$ .

Для спрощення розрахунків при знаходженні  $N_{\text{а.доп}}$  телескопічних ГА відомих розмірів, можна використати експериментальні залежності, що приведені у роботі [17].

Так, у загальному випадку можна записати, що



$$N_{\text{а.доп}} = \frac{\alpha_{\text{пр}} F (T_{\text{р.доп}} - T_o)}{\gamma_p}, \quad (3.17)$$

де  $\alpha_{\text{пр}}$  – приведений коефіцієнт повної тепловіддачі, значення якого для телескопічних ГА діаметром 60...120 мм, залежно від швидкості руху ГМ, були отримані експериментально та подані на рис. 3.14.

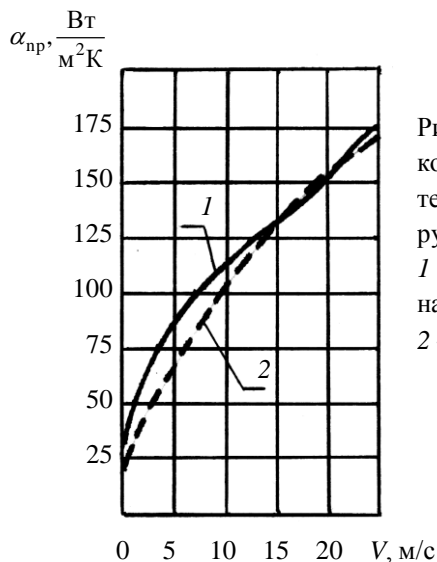


Рис. 3.14. Залежність приведенного коефіцієнта повної тепловіддачі телескопічного ГА від швидкості руху ГМ:

1 – компенсаційна камера винесена за межі корпусу ГА;

2 – двотрубний ГА

Як випливає з формули (3.17), збільшити допустиму потужність ДП  $N_{\text{а.доп}}$  можна шляхом підвищення допустимих температур нагріву, застосовувачи більш термостійкі робочі рідини або покриття дисків тертя, поліпшенням відведення тепла та збільшення площі поверхні охолодження. Проте, часто в гусеничному обводі немає місця для розміщення ДП більших розмірів.

### 3.5. Розрахунок вільних загасаючих коливань підресореного корпусу

Даний розрахунок проводять з метою оцінення ефективності ДП підвіски. Розглянемо його на прикладі підвіски з телескопічними ГА.

Спрощено рівняння вільних загасаючих поздовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ можна записати у вигляді:

$$\ddot{\varphi} + 2p\dot{\varphi} + k_{\varphi}^2\varphi = 0, \quad (3.18)$$

$$\text{де} \quad 2p = \frac{2\mu \sum_{i=1}^{NA} l_{ki}^2}{I_y}; \quad (3.19)$$

$$k_{\varphi}^2 = \frac{2 \sum_{i=1}^{NK} C_{pi} l_{ki}^2}{I_y}. \quad (3.20)$$

Тут  $k_{\varphi}^2$  – частота вільних поздовжньо-кутових коливань без врахування сил опору ДП;  $NA$  та  $NK$  – відповідно, число підвісок з ДП та повне число підвісок одного борту машини;  $l_{ki}$  – відстань від ц.в. до вісей ОВ по горизонталі;  $I_y$  – момент інерції підресореного корпусу відносно поперечної вісі, що проходить через ц.в.;  $C_{pi}$  – приведена жорсткість  $i$  – ї підвіски;  $\mu$  – коефіцієнт опору ДП, приведений до вісі ОВ. Для ГА можна записати спрощено:

$$\mu = \frac{P_{ак}}{V_k}. \quad (3.21)$$

Рішення диференційного рівняння (3.18) має вигляд:

$$\varphi = Ae^{-pt} \cos(kt - \alpha), \quad (3.22)$$

де  $k$  – частота загасаючих поздовжньо-кутових коливань.

Продиференціюємо двічі вираз (3.22) та підставивши результати у рівняння (3.18), знайдемо частоту  $k$  як

$$k = \sqrt{k_{\varphi}^2 - p^2} . \quad (3.23)$$

Визначимо амплітуду  $A$  і початкову фазу  $\alpha$ , задавши початкові вимоги:  $t = 0$ ,  $\varphi = \varphi_0$  і  $\dot{\varphi} = 0$ .

Тоді 
$$A = \frac{\varphi_0}{\cos \alpha} ; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{k} . \quad (3.24)$$

Графік загасаючих поздовжньо-кутових коливань, що відповідають виразу (3.22), матиме вигляд рис. 3.15.

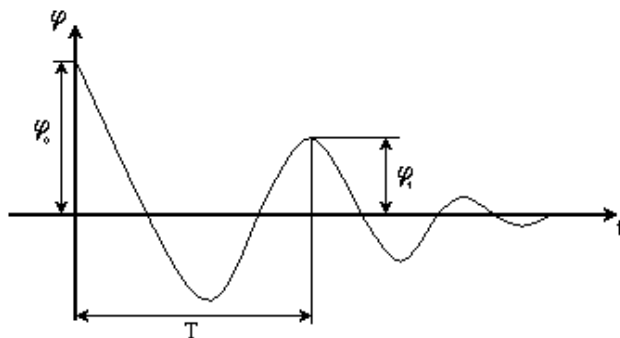


Рис. 3.15. Графік загасаючих поздовжньо-кутових коливань підресореного корпусу

Період  $T$  коливань, що розглядаються, буде дорівнювати:

$$T = \frac{2\pi}{k} = \frac{2\pi}{\sqrt{k_{\varphi}^2 - p^2}} . \quad (3.25)$$

Інтенсивність загасання коливань оцінюється відношенням попередньої амплітуди до наступної і має назву коефіцієнта інтенсивності загасань  $\theta$ , тобто

$$\theta = \frac{\varphi_0}{\varphi_1} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \dots = e^{PT}. \quad (3.26)$$

Логарифмічним декрементом загасання називається:

$$\ln \theta = PT = \frac{2\pi P}{\sqrt{k_\varphi^2 - p^2}}. \quad (3.27)$$

Для сучасних підвісок ВГКМ коефіцієнт інтенсивності загасання  $\theta$  має знаходитися в межах 8...10.

Визначимо коефіцієнт опору ДП залежно від необхідної величини  $\theta$ . З виразу (3.19) випливає, що

$$\mu = \frac{p I_y}{NA \sum_{i=1}^2 l_{ki}^2}, \quad (3.28)$$

$$\text{де з виразу (3.27)} \quad p = \frac{k_\varphi \ln \theta}{\sqrt{4\pi^2 + (\ln \theta)^2}}. \quad (3.29)$$

Розглянемо порядок побудови графіка вільних загасаючих подовжньо-кутових коливань підресованого корпусу ВГКМ для підвіски з телескопічними ГА.

**1.** За заданими характеристиками ГА визначаємо коефіцієнт опору ГА  $\mu$ , що приведений до вісі ОВ, вираз (3.21). Для цього

$$\text{знаходимо середній коефіцієнт опору ГА, як } \mu_a = \frac{\mu_{\text{пр}} + \mu_{\text{зв}}}{2}, \quad (3.30)$$

де  $\mu_{\text{пр}}, \mu_{\text{зв}}$  – відповідно коефіцієнти опору на прямому та зворотному ході, що відповідають прямим, якими приблизно замінюються реальні задані характеристики ГА (рис. 3.16).

Тоді для прямого та зворотного ходу  $P_a = \mu_a V_a$ . З іншого боку, для ОВ  $P_{\text{ак}} = \mu V_k$ .

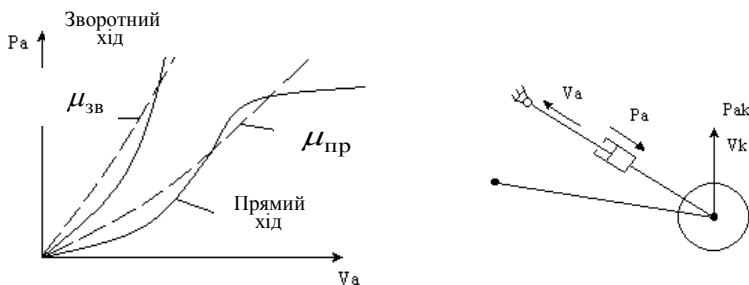


Рис. 3.16. Визначення приведенного коефіцієнта опору телескопічного ГА

Нехай  $\frac{V_k}{V_a} = i_k$  і  $\frac{P_{ак}}{P_a} = i_c$  – відповідно кінематичне і силове передатні числа від ОВ до штока ГА. Будемо вважати, що  $i_k$  та  $i_c$  постійні і для прийнятої кінематики підвіски зазвичай відповідно дорівнюють  $i_k = 2$ ;  $i_c = 0,5$ . Тоді:

$$\mu = \mu_a \frac{i_c}{i_k} = \frac{1}{4} \mu_a. \quad (3.31)$$

2. Задаємо  $\varphi_0$  у межах 3...4 град. За виразом (3.19) визначаємо  $P$ , за виразом (3.20) –  $k_\varphi$ , за виразом (3.23) – частоту  $k$ , за виразом (3.24) – амплітуду  $A$  та початкову фазу  $\alpha$ .

3. Використовуючи рівняння (3.22), задаючи час  $t$  від нуля до 2,5...3 с, з кроком 0,1 с, знаходимо значення  $\varphi$  величини поздовжньо-кутових коливань, за якими будується графік загасаючих поздовжньо-кутових коливань підресореного корпусу машини.

4. За виразом (3.27) знаходимо логарифмічний декремент загасання, за яким визначаємо коефіцієнт інтенсивності загасання  $\theta$ . Якщо він виявився меншим за 7, то дані ГА є неефективними і необхідно збільшувати їх сили опору, корегуючи коефіцієнти  $\mu_{пр}$  та  $\mu_{зв}$ .

### 3.6. Вплив характеру сил опору демпфірувальних пристроїв на параметри плавності ходу

Як вказувалося вище, на цей час, у СП ВГКМ застосовуються ДП, що мають два ФПД. Перший з них – енергія коливання підресованого корпусу перетворюється в тепло при дроселюванні робочої рідини через отвори, канали і щілини (внутрішнє тертя, ТР – ГА). Другий – енергія перетворюється в тепло при терті в пакеті поверхонь тертя, що стиснуті (зовнішнє тертя, ТР – ФА). Сили опору для кожного з цих ФПД мають різний характер. У ГА вони залежать від швидкості відносного переміщення елементів конструкції або ОВ, у той час як у ФА ці сили залежать тільки від величини переміщення ОВ. Крім того, відомі конструктивні виконання як ГА, так і ФА з опором, що залежить і від швидкості, і від величини відносного переміщення.

Проведемо аналіз впливу характеру вказаних залежностей сил опору на параметри плавності ходу і теплову напруженість ДП, шляхом їх розрахунку на прикладі виробу 2С27, СП якого буде мати в одному випадку ГА, а в іншому – ФА.

Щоб виключити вплив кінематики підвіски, будемо розглядати єдину ХЧ з торсіонною підвіскою, ГП і кінематикою підвіски, яка відповідає підвісці з телескопічними ГА, при цьому ДП мають такі варіанти характеристик. На рис. 3.17,а подана типова характеристика телескопічного ГА, коли зусилля опору на його штоці  $P_{шт}$  залежить тільки від швидкості переміщення даного штока  $V_{шт}$ , а на прямому ході, для обмеження максимального тиску, використовується клапан "відсічення".

На рис. 3.17,б подані три варіанти залежностей, характерних для ФА. У цьому випадку зусилля на штоці  $P_{шт}$  залежить лише від величини переміщення штока  $h_{шт}$ , а також від  $h_{шт.ст.}$  і  $h_{шт.дин.}$ , що відповідають статичному і динамічному ходам підвіски. Всі три

варіанти характеристик та їх комбінацій можуть бути реалізовані як на прямому, так і на зворотному ходах.

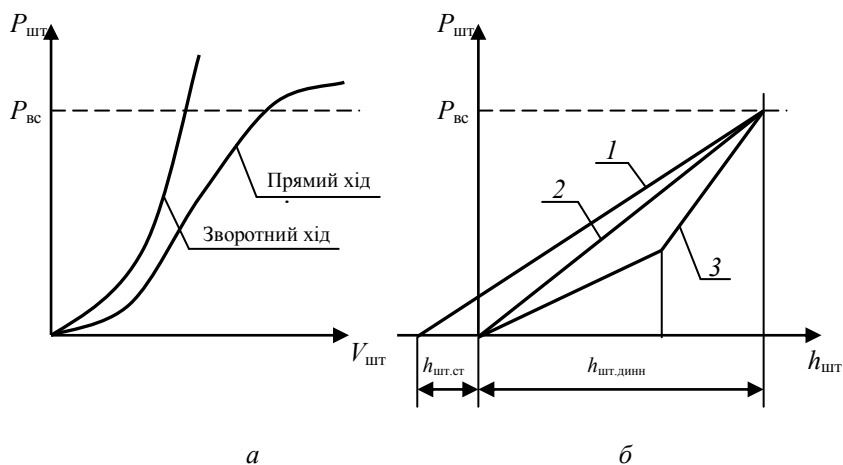


Рис. 3.17. Варіанти характеристик ДП:

*а* – гідравлічний амортизатор; *б* – фрикційний амортизатор

Розглянемо параметри плавності ходу і теплову напруженість ДП та ГП при русі машини по синусоїдальному профілю нерівностей висотою 200 мм і відстанню між ними рівною 2 *L*. Розрахунки проведемо для випадку, коли ГА мають характеристики, подані на рис. 3.17,*а* і відповідають варіанту 1, а також для наступних комбінацій характеристик ФА, згідно з рис. 3.17,*б*, які подані у табл. 3.1.

#### Комбінації характеристик ФА

Таблиця 5.1

Номер варіанта	Прямий хід, номер прямої	Зворотний хід, номер прямої
2	1	1
3	2	2

4	2	1
5	3	3
6	3	1

Величину зусилля  $P_{\text{вс}}$  виберемо з умови відсутності зависання опорного котка на зворотному ході підвіски, тобто момент даного зусилля відносно осі торсіона трохи менший, ніж момент, що розвиває сам торсіон.

На рис. 3.18, 3.19 відповідно показані максимальні амплітуди поздовжньо-кутових і вертикальних коливань підресореного корпусу для всіх варіантів характеристик ДП. З їхнього аналізу витікає, що застосування ДП із силою опору, яка залежить тільки від переміщення ОВ (ФА), у порівнянні з ДП, коли сила опору залежить тільки від швидкості його переміщення (ГА), дозволяє істотно зменшити максимальні амплітуди поздовжньо-кутових коливань підресореного корпусу у всьому діапазоні швидкостей. Причому для резонансного режиму руху 6,94 м/с (25 км/год) амплітуди зменшуються до 2,2 разу (варіант 1 і варіанти 2, 4, 6). Зменшення максимальних амплітуд вертикальних коливань для резонансного режиму руху 10,0 м/с (36 км/год) відбувається в 1,9 рази, однак при швидкостях руху понад 13,89 м/с (50 км/год) ці амплітуди для варіанта 2 трохи збільшуються.

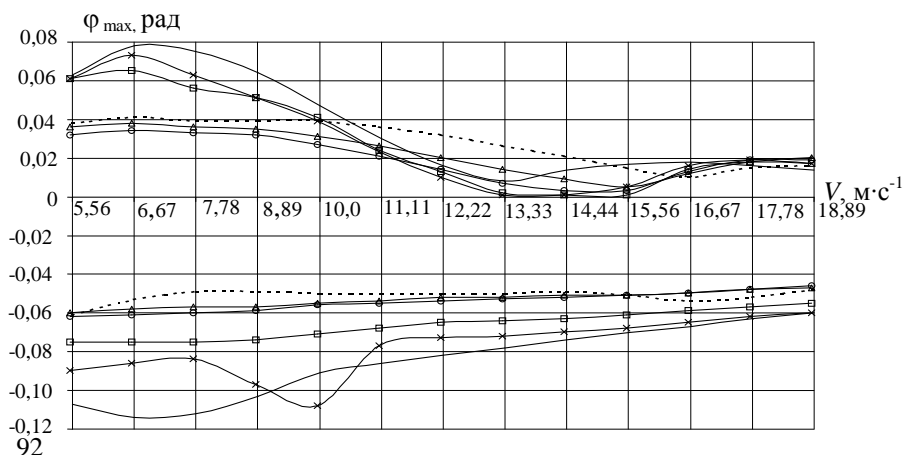




Рис. 3.18. Максимальні амплітуди поздовжньо-кутових коливань:

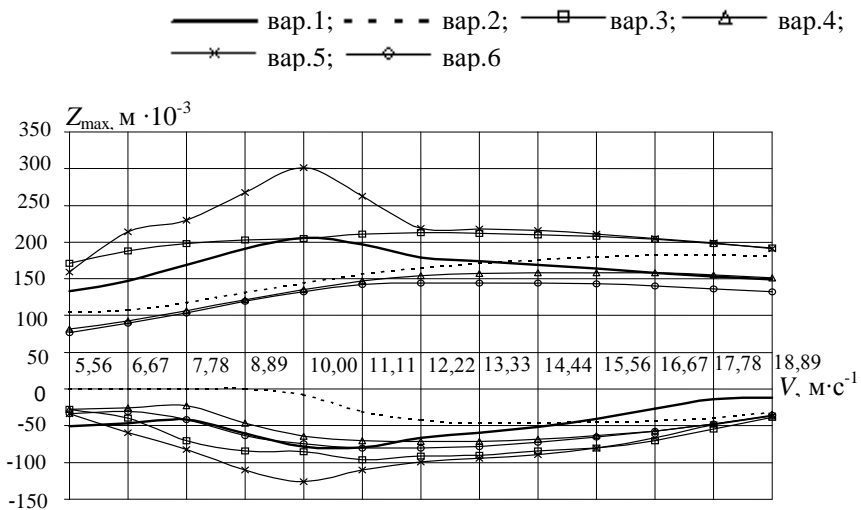
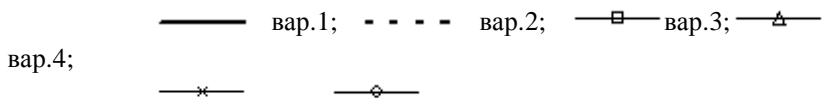


Рис. 3.19. Максимальні амплітуди вертикальних коливань:

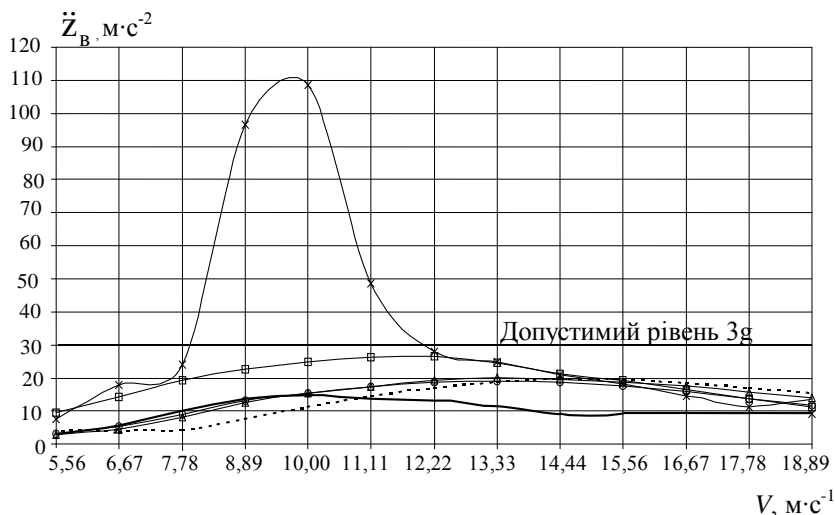


Кращими характеристиками ФА для всього діапазону швидкостей руху є варіанти 4 і 6. Це пояснюється невеликим опором характеристики прямого ходу, що не сприяє збуренню коливань, і досить значним опором на зворотному ході.

Отримані результати збігаються з даними по танку Леопард-2, на якому застосовуються ФА із силою опору, що залежить тільки від переміщення підвіски. Переважаючим видом коливань його корпусу є вертикальні, при яких значно рівномірніше навантажуються підвіски всіх опорних котків, повніше використовується енергоємність всіх елементів СП і більшою мірою реалізується потужність двигуна при руху по нерівностях.

Завдяки цьому, а також використанню енергоємних гідробуферів, СП цього танка вважається найбільш досконалою [74].

На рис. 3.20 показані криві максимальних прискорень на місці водія, з аналізу яких витікає, що використання ФА (варіанти 2, 4, 6) замість ГА не приводить до помітної зміни їхнього рівня за відсутності



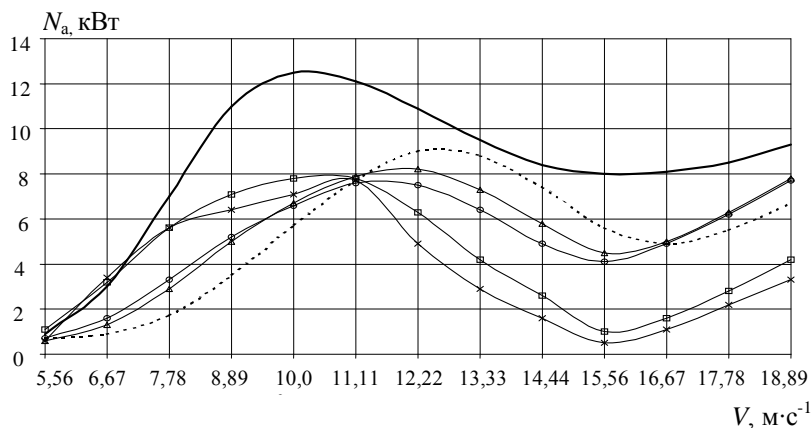
пробітів підвіски.

На рис. 3.21, 3.22 подані криві потужностей, які поглинаються у розглянутих умовах руху, відповідно, ДП і ГП 1-ї підвіски. Зазначені криві свідчать про те, що застосування ФА (варіанти 4, 6) замість ГА дозволяє знизити їхню теплову напруженість в 1,7 рази, причому максимальна потужність, що поглинається ГП, також зменшується в 1,75 рази. Це відбувається завдяки зменшенню амплітуд поздовжньо-кутових і вертикальних коливань підресореного корпусу.

Рис. 3.20. Максимальні вертикальні прискорення на місці водія:

———— вар.1; - - - - вар.2; —□— вар.3; —△—  
вар.4;  
—×— —◇—

На рис. 3.23 наведені швидкісні характеристики СП для варіантів ДП, що розглядаються, з яких витікає, що використання ФА, в порівнянні з ГА, дозволяє збільшити мінімальну прохідну висоту нерівностей для резонансних режимів руху 8,06...10,0 м/с (29...36 км/год) на 30 мм. У дорезонансній зоні швидкостей прохідна висота також збільшується, однак у зарезонансній зоні даний параметр трохи зменшується, що пояснюється недостатньою роботою ФА, бо їх опір, на відміну від ГА, не залежить в остаточному підсумку від



швидкості руху машини.

Рис. 3.21. Потужності, які поглинає ДП 1-ї підвіски:

— вар.1; - - - вар.2; —□— вар.3;  
—△— вар.4; —×— вар.5; —◇— вар.6

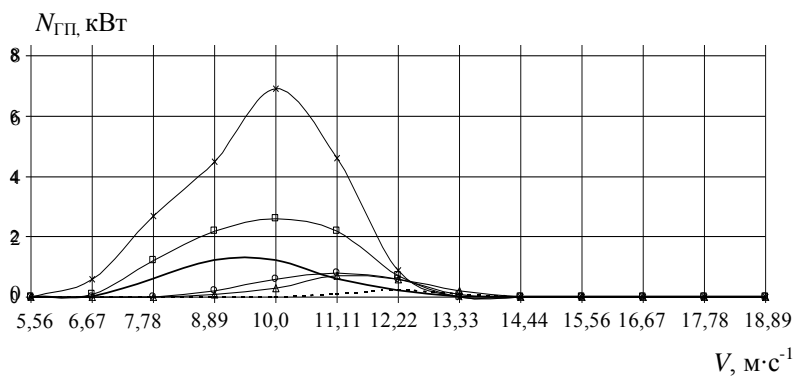


Рис. 3.22. Потужності, які поглинає ГП 1-ї підвіски

— вар.1; - - - вар.2; —□— вар.3;  
—△— вар.4; —×— вар.5; —○— вар.6

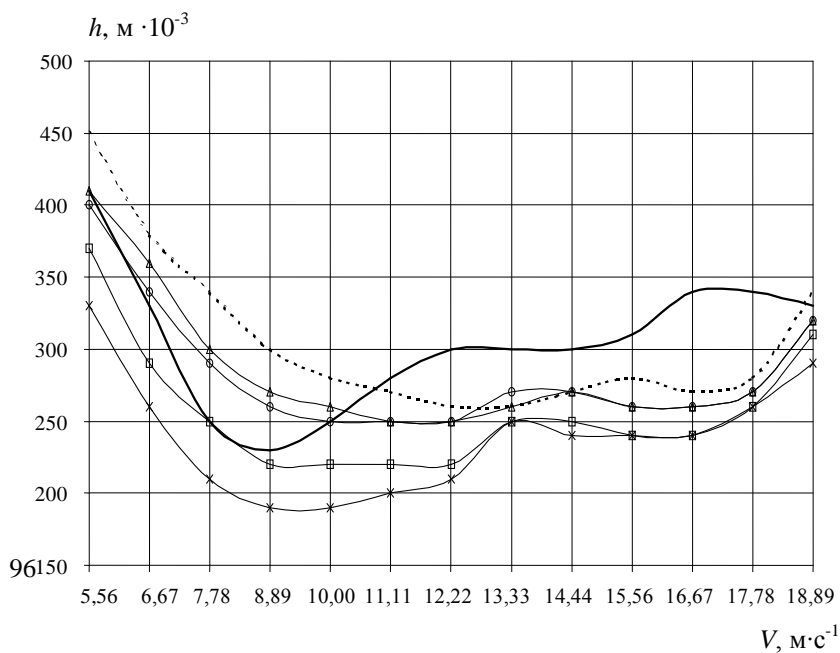
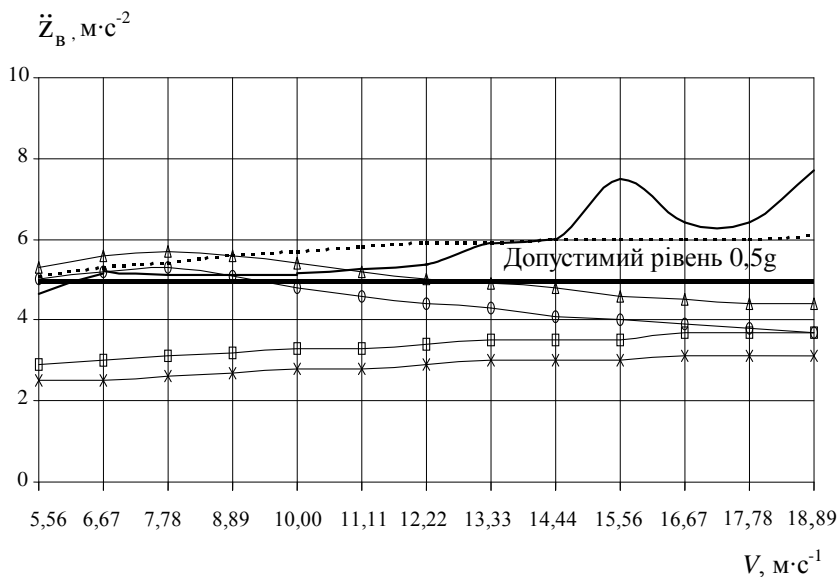


Рис. 3.23. Швидкісні характеристики виробу:

— вар.1; - - - вар.2; —□— вар.3;

Розглянемо вплив характеристик ДП на рівень прискорень тряски при русі машини по синусоїдальному профілю нерівностей висотою 50 мм і кроком, рівним кроку опорних котків (рис. 3.24).

Як витікає з аналізу кривих, невеликий опір ФА в районі статичного ходу підвіски сприятливо позначається на величині прискорень тряски. У той же час ГА, незважаючи на наявність 20 мм вільного ходу, дають більш високий рівень даних прискорень, що близький і навіть трохи перевищує гранично допустимий.



Таким чином, застосування в підвісці ВГКМ ДП, опір яких залежить тільки від переміщення ОВ, у порівнянні з ДП, опір яких залежить тільки від швидкості переміщення ОВ, дозволяє істотно знизити їхню теплову напруженість і підвищити плавність ходу в дорезонансній та резонансній зонах швидкостей руху машини. У зарезонансній зоні плавність ходу трохи знижується, але залишається на достатньому рівні.

### **3.7. Оцінення впливу системи підресорювання гусеничної машини на навантаженість її силової установки і трансмісії**

Рух ВГКМ по пересіченій місцевості супроводжується значними поздовжньо-кутовими та вертикальними коливаннями підресореного корпусу машини, для демпфірування яких необхідно застосовувати ефективні ДП. Як йшлося вище, на швидкохідних військових ГМ потужність, що поглинається даними пристроями та перетворюється ними у тепло, складає в середньому 10...20 % і більше від максимальної потужності двигуна. Це свідчить про значну додаткову навантаженість силової установки та трансмісії, яку необхідно враховувати при моделюванні нерівномірного прямолінійного або криволінійного руху ВГКМ.

Вочевидь, що при русі по нерівностях енергія силової установки витрачається не тільки на подолання опору руху та повороту, а й на виникнення коливань підресореного корпусу машини, які обумовлені

роботою СП. Ці коливання відразу ж необхідно гасити за допомогою потужних ДП. Причому, чим вище швидкість, важче машина та більш несприятливий профіль нерівностей, тим значнішими стають втрати енергії та додаткове навантаження на двигун і трансмісію. Крім того, у зв'язку з підвищенням вимог до плавності ходу дані втрати та навантаження продовжують різко збільшуватися.

Проведемо розрахунок потужностей, що поглинаються ДП, на прикладі семиопорної військової ГМ проміжної категорії за масою, у випадку її руху по найбільш несприятливому низькочастотному профілю нерівностей, за який оберемо синусоїдальний профіль з відстанню між вершинами, рівною двом базам машини та висотою нерівностей 200 мм.

На рис. 3.25 подані графіки потужностей, що поглинаються ДП кожної з підвісок, залежно від швидкості руху, з яких витікає, що на дорезонансному і резонансному режимах руху найбільш навантаженими є ДП перших двох підвісок. Це пояснюється тим, що на зазначених режимах спостерігаються найбільші амплітуди вертикальних і поздовжньо-кутових коливань корпусу машини, які для передніх підвісок складаються, збільшуючи хід підвіски, а, відповідно, і роботу ДП, а для задніх – віднімаються, зменшуючи його. Зі збільшенням швидкості руху, на зарезонансному режимі, машина починає стрибати з нерівності на нерівність, приземляючись на всі підвіски, що приводить до істотного росту потужностей, які поглинаються ДП задніх підвісок. Менша робота ДП 7-ї підвіски, у порівнянні з ДП 6-ї підвіски, пояснюється її підтисненням робочим натягненням гусениці.

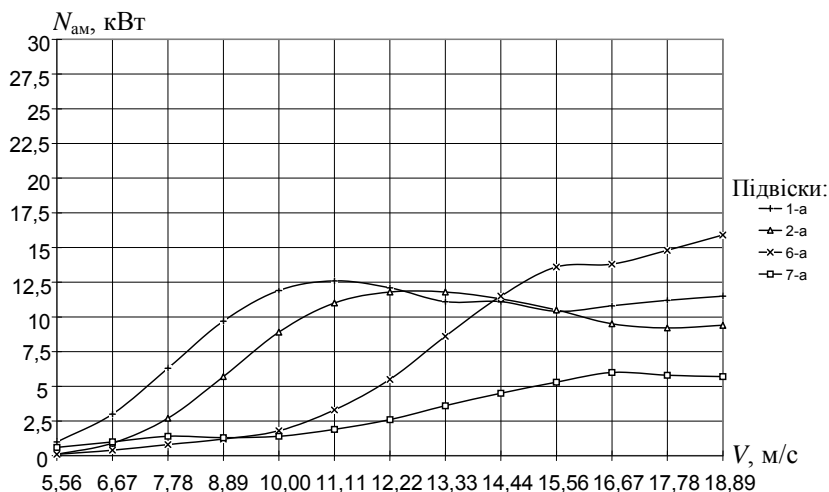


Рис. 3.25. Потужності, що поглинаються ДП підвісок

Таким чином, на резонансному режимі, при швидкостях руху 10,0...13,33 м/с (36...48 км/год) потужність, яка поглинається кожним з ДП перших двох підвісок, доходить до 12,5 кВт, а сумарна потужність, що поглинається усіма ДП, складає близько 58...70 кВт, або приблизно до 30 % потужності двигуна.

На зарезонансних швидкостях руху 15,56...18,89 м/с (56...68 км/год), внаслідок зменшення амплітуд вертикальних і поздовжньо-кутових коливань корпусу, стрибків машини з нерівності на нерівність та приземлення на усі підвіски потужність, що поглинається ДП перших двох підвісок, трохи знижується, однак, різко зростає потужність, що поглинається ДП 6-ї підвіски, яка доходить до 16 кВт на швидкості 18,89 м/с (68 км/год). У середньому на зарезонансному режимі сумарна потужність, що поглинається усіма ДП, складає близько 80...83 кВт, або приблизно до 35 % потужності двигуна.

Необхідно зазначити, що синусоїдальний профіль викликає



набагато більші коливання підресованого корпусу, ніж реальні траси з такою ж висотою нерівностей. Це підтверджують результати полігонних випробувань ВГКМ на штучних синусоїдальних нерівностях та реальних трасах. На практиці профіль нерівностей, близький до синусоїдального, зустрічається не так часто та має кінцеву довжину. Тому отримані величини потужностей, що поглинаються ДП, у розмірі 30...35 % від потужності двигуна є крайнім випадком.

Проведемо розрахунок додаткового навантаження силової установки і трансмісії, яке обумовлене роботою СП, із залученням результатів полігонних випробувань, описаних у роботі [54]. Методика даного розрахунку, на прикладі ВГКМ з торсіонною підвіскою та телескопічними ГА, була подана у роботі [34].

В загальному випадку, у кожний момент часу корпус ВГКМ та її СП мають таку загальну енергію:

$$T_{\text{заг}} = P_{\text{пе}} + Q_{\text{дп}} + K_{\text{п.к.к.}} + T_{\text{в.к.}}, \quad (3.32)$$

де  $P_{\text{пе}}$  – потенціальна енергія пружних елементів СП, яка у випадку торсіонної підвіски дорівнює :

$$P_{\text{пе}} = P_{\text{пе}\varnothing} + P_{\text{пеп}} = n \cdot \frac{C_{\text{т}}}{2} \Psi_{\varnothing}^2 + \sum_{i=1}^n \frac{C_{\text{т}}}{2} \Psi_i^2 \cdot \text{sign}(\Psi_i), \quad (3.33)$$

де  $P_{\text{пе}\varnothing}$  і  $P_{\text{пеп}}$  – потенціальні енергії, відповідно, в початковий момент часу і її приріст на поточний момент часу;  $n$  – загальна кількість підвісок;  $C_{\text{т}}$  – жорсткість торсіонів;  $\Psi_{\varnothing}$  – кут закрутки торсіонів у статичному положенні машини;  $\Psi_i$  – поточний кут закрутки торсіонів, що відлічується від статичного положення.

$Q_{\text{дп}}$  – кількість енергії, що перетворена у тепло в ДП СП за певний проміжок часу. Для телескопічних ГА вона буде дорівнювати:

$$Q_{\text{ДП}} = \sum_{i=1}^{\kappa} \int P_{ai} \cdot dS_{ai} ,$$

(3.34)

де  $\kappa$  – загальна кількість ГА;  $P_{ai}$  – зусилля на штоці  $i$ -го ГА;  $S_{ai}$  – переміщення штока  $i$ -го ГА за проміжок часу, що розглядається.

$K_{\text{П.К.К.}}$  – кінетична енергія поздовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ, яка дорівнює:

$$K_{\text{П.К.К.}} = \frac{I_y}{2} \dot{\phi}^2 ,$$

(3.35)

де  $I_y$  – момент інерції підресованого корпусу ВГКМ відносно поперечної осі, яка проходить через ц.в.;  $\dot{\phi}$  – поточна кутова швидкість поздовжньо-кутових коливань.

$T_{\text{В.К.}}$  – енергія вертикальних коливань підресованого корпусу ВГКМ, яка дорівнює:

$$T_{\text{В.К.}} = \frac{m}{2} \dot{z}^2 + mg \cdot z + mg \cdot h ,$$

(3.36)

де  $m$  – підресована маса ВГКМ,  $z$  і  $\dot{z}$  – поточні значення відповідно амплітуди і швидкості вертикальних коливань ц.в. корпусу ВГКМ, що відлічуються від рівня в початковий момент часу;  $h$  – висота розташування ц.в. у початковий момент часу над деяким умовним рівнем, який забезпечує моделювання руху ВГКМ на гору та під ухил.

У початковий момент часу машина буде мати енергію:

$$T_{\emptyset} = \Pi_{\text{ПЕ}\emptyset} + T_{\text{В.К}\emptyset} = n \frac{C_T}{2} \cdot \psi_{\emptyset}^2 + mg \cdot h . \quad (3.37)$$

Розглянемо збільшення загальної енергії корпусу ВГКМ та її СП між  $i$ -м та  $i$ -1-м моментами часу:

$$\Delta T_i = T_{3AG,i} - T_{3AG,i-1} . \quad (3.38)$$

Тоді можна сказати, що якщо  $\Delta T_i > 0$ , то навантаження на трансмісію та двигун зросло і між зазначеними моментами часу він виконав додаткову роботу  $A_{iд} = \Delta T_i$ . Якщо ж  $\Delta T_i < 0$ , то навантаження зменшилося, а енергія  $\Delta T_i$  витратилася на подолання опору руху машини і виконала роботу або перетворилася у тепло в гальмах.

Зазначену додаткову роботу за час між  $i$ -м і  $i-1$ -м моментами можна записати як

$$A_{iд} = M_{ni} \cdot d\theta , \quad (3.39)$$

де  $M_{ni}$  – додатковий момент на ведучих колесах, який викликаний зміною загальної енергії  $T_{3AG}$  корпусу ВГКМ та її СП;  $d\theta$  – кут повороту ведучого колеса за час між моментами, що розглядаються.

Отже, у кожний  $i$ -й момент часу додатковий момент від корпусу ВГКМ, що коливається, і працюючої СП, приведений до ведучих коліс, буде дорівнювати:

$$M_{ni} = \frac{\Delta T_i}{d\theta \cdot \eta} ; \quad \text{при } \Delta T_i > 0 , \quad (3.40)$$

де  $M_{ni}$  – додатковий момент навантаження;

$$M_{ni} = \frac{\Delta T_i}{d\theta} \cdot \eta ; \quad \text{при } \Delta T_i < 0 , \quad (3.41)$$

де  $M_{ni}$  – додатковий рушійний момент.

Тут  $d\theta = \theta_i - \theta_{i-1} = \omega_{\text{в.к.}} \cdot \Delta t$ ;  $\eta$  – К.К.Д. рушія;  $\omega_{\text{в.к.}}$  – кутова швидкість ведучого колеса;  $\Delta t$  – проміжок часу між  $i$ -м та  $i-1$ -м моментами.

Розрахуємо додаткове навантаження на силову установку і трансмісію, що викликане роботою СП, на прикладі ходового макета на базі танка Т-64Б, результати полігонних випробувань якого подані у роботі [54]. Дані випробування проводилися на ділянці реальної траси, з профілем, близьким до гармонічного, яка відповідала важким дорожнім умовам і викликала низькочастотні коливання підресореного корпусу, швидкість руху  $V$  складала 8,57 м/с (30,85 км/год). Оскільки ґрунт був супіщаний, сумарний коефіцієнт опору руху  $f_0$  будемо вважати рівним 0,1.

Вихідні дані для розрахунку: вага машини  $G = 450$  кН; момент інерції підресореного корпусу  $I_y = 160$  кН·м·с<sup>2</sup>; жорсткість торсіонів  $C_T = 18$  кН·м/рад; підвіска симетрична, клапан "відсічення" ГА спрацьовує на прямому ході при зусиллі на штоці 70 кН; динамічний хід підвіски 300 мм.

Необхідна для руху, вільна потужність двигуна, без врахування К.К.Д. гусеничного рушія буде дорівнювати:

$$N_{\text{в}} = f_0 \cdot G \cdot V = 385,65 \text{ кВт.} \quad (3.42)$$

Розглянемо процес наїзду машини на нерівність. У перший момент часу відбувається закрутка торсіонів перших підвісок та поява зусиль опору їх ГА, які призводять до підйому носа машини та появі амплітуди і швидкості поздовжньо-кутових коливань. У подальшому відбувається осадка машини на корму, закрутка торсіонів задніх підвісок (крайньої на половину динамічного ходу) та поява зусиль опору її ГА, при цьому перші підвіски розкручуються назад, а швидкість поздовжньо-кутових коливань стає максимальною і рівною 0,479 рад/с. Для даного прикладу це відбувається через час  $t = 0,5$  с. Визначимо приріст потенціальної енергії торсіонів, кількість енергії, що перетворена у тепло в ДП та кінетичну енергію поздовжньо-

кутових коливань підресореного корпусу за відповідними виразами (3.33), (3.34) та (3.35):

$$\begin{aligned} P_{\text{ПЕП}} &= \sum_{i=1}^n \frac{C_T}{2} \Psi_i^2 \cdot \text{sign}(\Psi_i) = 2,92 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ Q_{\text{ДП}} &= \sum_{i=1}^{\kappa} \int P_{ai} \cdot dS_{ai} = 2,63 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ K_{\text{П.К.К.}} &= \frac{I_y}{2} \dot{\phi}^2 = 18,36 \text{ кН}\cdot\text{м}. \end{aligned} \quad (3.43)$$

Енергія вертикальних коливань за момент часу, що розглядається, змінилася незначно, тому нею можна знехтувати. Тоді приріст загальної енергії СП  $T_{\text{ЗАГ}}$  складе 23,91 кН·м або 23,91 кДж. Оскільки даний приріст енергії відбувся за час  $t = 0,5$  с, то додаткове навантаження на силову установку буде дорівнювати:

$$N_{\text{сп}} = T_{\text{ЗАГ}} / t = 47,82 \text{ кВт}, \quad (3.44)$$

що складає 12,4 % від вільної потужності двигуна  $N_{\text{в}}$ , необхідної для руху у дорожніх умовах, які розглядалися.

В загальному випадку, враховуючи постійне перетворення енергії з одного виду в інший, додаткове навантаження на силову установку на швидкостях руху до 10 м/с (36 км/год) у середньому складе 10...15 %, що відповідає результатам проведених розрахункових досліджень та полігонних випробувань.

Запропонована методика оцінення впливу СП ВГКМ на навантаженість її силової установки і трансмісії забезпечує отримання вірогідних результатів та дозволяє підвищити точність розрахунку моментів навантажень на ведучих колесах по бортах ВГКМ при моделюванні її нерівномірного та криволінійного руху по нерівностях.

### **Контрольні запитання**

1. Фізичний принцип дії, характеристики, переваги та недоліки ФА.
2. Фізичний принцип дії, характеристики, переваги та недоліки ГА.
3. Конструкція та робота двотрубного ГА, його порівняння з однотрубним.
4. Конструкція, характеристики та робота лопатевого, співвісного з торсіоном ГА.
5. З якою метою сили опору ГА роблять залежними від ходу підвіски?
6. Назвіть та охарактеризуйте способи зниження теплової напруженості ДП, що використовуються на сьогоднішній день.
7. Якими шляхами тепло може відводитися від ДП?
8. Якими параметрами оцінюється ефективність ДП?
9. Проведіть аналіз впливу характеру сил опору ФА і ГА на параметри плавності ходу машини та їх теплову напруженість.
10. Як змінюється величина потужності, що поглинається ДП, залежно від швидкості руху машини та номера підвіски?
11. На що витрачається потужність двигуна при русі ВГКМ по пересіченій місцевості?
12. Яка потужність двигуна може втратитися у ДП підвіски ВГКМ при русі у важких дорожніх умовах?

### **Завдання для самостійної роботи**

Провести розрахунок вільних загасаючих коливань підресореного корпусу ВГКМ, побудувати їх графік та оцінити ефективність ДП підвіски для варіантів, що наведені нижче:

Номер варіанту	Тип машини	Кількість підвісок одного борту	Номер підвіски з ДП (телескопічні ГА)	Момент інерції підрес. корпусу, $\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$	Приведена жорсткість підвіски, $\text{кН/м}$
1	КМ	4	1; 4	3 000	30
2	ГМ	6	1; 6	12 000	150
3	КМ	4	1; 2; 4	4 000	45
4	ГМ	6	1; 2; 6	14 000	170
5	КМ	4	1; 2; 3; 4	5 000	55
6	ГМ	6	1; 2; 5; 6	16 000	190
7	КМ	4	1; 2; 4	6 000	65
8	ГМ	6	1; 2; 3; 6	18 000	210
9	КМ	4	1; 2; 3; 4	7 000	75
10	ГМ	6	1; 2; 3; 5; 6	20 000	230

Масиви  $l_{ki}$  відстаней по горизонталі від ц.в. до вісі ОВ:

**КМ** – (2,0; 0,8; -0,8; -2,0); **ГМ** – (2,0; 1,2; 0,4; -0,4; -1,2; -2,0).

Коефіцієнти характеристик телескопічних ГА (підрозд. 3.3):

Номер варіанту	Тип машини	Зусилля відкриття клапана "відсічення", $\text{кН}$	Коефіцієнти характеристик ГА		
			$K_1, \frac{\text{кН}\cdot\text{с}^2}{\text{м}^2}$	$K_2, \frac{\text{кН}\cdot\text{с}^{\frac{1}{2}}}{\text{м}^{\frac{1}{2}}}$	$K_3, \frac{\text{кН}\cdot\text{с}^2}{\text{м}^2}$
1	КМ	8	40	25	70
2	ГМ	40	250	30	550
3	КМ	10	45	35	80
4	ГМ	50	280	40	570
5	КМ	12	50	45	90

6	ГМ	60	310	50	600
7	КМ	14	55	45	110
8	ГМ	70	340	40	620
9	КМ	16	60	35	120
10	ГМ	80	370	30	650



## **Розділ 4 | ГІДРОПНЕВМАТИЧНІ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН**

### **4.1. Области застосування, переваги і недоліки пневматичних та гідروпневматичних підвісок**

Суперечливість усе зростаючих вимог, що висуваються до підвісок ТЗ у процесі експлуатації, викликала, поряд з удосконалюванням традиційних ПЕ (ресор, пружин, торсіонів), необхідність розробки принципово нових конструкцій, де роль ПЕ виконував би стиснений газ.

Перші пневматичні підвіски (ПП) були запатентовані ще в 1888 р., але поширення тоді не одержали. Лише в 1925 р. фірма Мессьє стала використовувати серійні зразки телескопічних пневмоелементів у підвісках своїх автомобілів. У 1953 – 1955 рр. випуск автобусів із ПП розпочала фірма Грейхаунд Корпорейшн (США). У 1955 р. ПП стала застосовувати французька фірма Сітроен, а з 1957 р. спочатку за ліцензією США, а потім, використовуючи свої конструкції, автомобілі із ПП почали випускати західнонімецькі фірми МАН, Бюссинг, Кессборер, Мерседес-Бенц, Хеншель, Аувертер та ін., а також фірми Англії, Японії, Данії, Канади і Швейцарії. У 1957 – 1959 рр. майже на всі легкові автомобілі США встановлювалися ПП, які мали змінну жорсткість, але в силу ряду причин інтерес до них тоді був короточасним. Переваги ПП не окупалися підвищенням ціни автомобіля, а головне – вони не були досить надійними: з'єднання нерідко пропускали повітря, узимку у трубопроводах замерзала волога, що конденсувалася, погано працювали ущільнення.

За минулі десятиліття багато проблем ПП знайшли своє вирішення. Однак інтересу до них, що знову з'явився, вони зобов'язані не тільки успіхам технології, але й одній зі своїх основних переваг – порівняно легкій реалізації керування характеристиками підвіски. На сьогоднішній день спостерігається широке впровадження мікропроцесорних систем керування двигуном, трансмісією, системою гальмування та ін., і цей процес не обійшов стороною СП ТЗ. Про це свідчить помітно зростаюче число винаходів, пов'язаних із ГПП (особливо у

країнах ЄС, США та Японії), більшу частину яких становлять усілякі системи регулювання та керування характеристиками підвіски і положенням підресованого корпусу. На цей час можна говорити про створення основи для впровадження керованих підвісок на відносно дешевих моделях автомобілів. Більш докладно це питання буде розглянуто у розд.5.

Пневматичні ПЕ розподіляються на два великих класи. Це елементи у вигляді гумокордних балонів та телескопічні (поршневі) елементи. Перші мають надзвичайно високу довговічність, однак через низькі робочі тиски знайшли застосування на машинах порівняно легкої вагової категорії (легкові та вантажні автомобілі, тролейбуси, автобуси), тому що із збільшенням ваги машини значно зростають і габарити вузлів, які заважко розмістити у ХЧ. Типи таких ПЕ представлені на рис. 4.1. Як газ у гумокордних ПЕ використовується звичайне повітря.

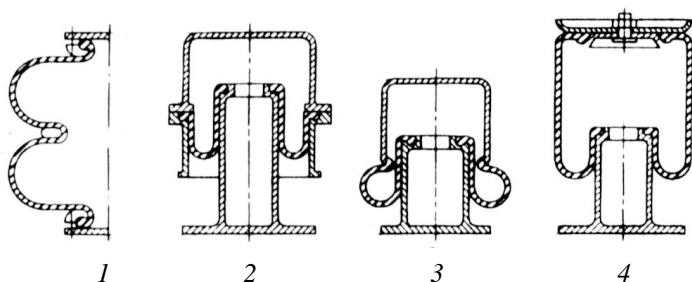


Рис. 4.1. Типи пневматичних гумокордних ПЕ:

1 – круглі пневмобалони; 2 – діафрагмові з напрямною; 3 – діафрагмові без напрямної; 4 – рукавні

Телескопічні пневматичні ПЕ, у яких припустимі тиски набагато вищі, а розміри менші, крім легких машин, знайшли застосування і на важких ТЗ (кар’єрні самоскиди, автопоїзди, ВГКМ та ін.). Слід відмітити, що в загальному випадку ПП поки застосовувалися в основному на ТЗ, підресована маса яких у процесі експлуатації могла змінюватися у 2...4 і більше разів і лише в останній час з’явилася можливість

використовувати і інші її переваги, зокрема, легкість реалізації керування параметрами підвіски, що забезпечує високу комфортабельність та безпеку руху, а також у випадку ВГКМ – більш високі тактико-технічні характеристики.

Розглянемо основні переваги телескопічних пневматичних ПЕ, до яких відносять:

1) нелінійність пружної характеристики, що сприятливо позначається на плавності ходу, простоту зміни приведеної жорсткості підвіски;

2) можливість виконання ПЕ та ДП в одній конструкції, що забезпечує компактність та невелику вагу вузлів підвіски;

3) можливість відносно просто змінювати кліренс, диферент і крен машини, що є важливим при русі по вибитій колії, ярах та болотистій місцевості, а також при транспортуванні по залізниці та повітряному десантуванні; можливість підтримувати кліренс постійним при зміні навантаження і знижувати його при збільшенні швидкості для підвищення стійкості, керованості та безпеки руху;

4) кращі, у порівнянні з іншими типами підвісок, компоновальні можливості у ХЧ.

Однак, їм властиві і недоліки:

1) температурна чутливість пружної характеристики підвіски, що призводить до зміни кліренсу та положення підресореного корпусу ТЗ у залежності від температури;

2) нестабільність пружної характеристики, що обумовлена взаємопроникненням і перемішуванням газу та робочої рідини при розділниках як поршневого, так і діафрагмового типів;

3) досить великі сили сухого тертя через наявність значного числа пар тертя (поршень – циліндр), що з одного боку, приводить до невизначеності положення підресореного корпусу, а з іншого боку, сили сухого тертя викликають значні прискорення тряски при русі по високочастотному профілю нерівностей;

4) необхідність виконання ряду деталей з високою точністю та чистотою обробки, більш жорсткі умови до чистоти складання та загальної культури виробництва;

5) надійність, довговічність і живучість телескопічних пневматичних ПЕ менша, ніж торсіонів.

Розглянуті переваги і не менш істотні недоліки не дозволяють однозначно зробити вибір того чи іншого типу ПЕ при розробленні СП нових перспективних ТЗ, у зв'язку із чим виникає необхідність у досить глибоких теоретичних і експериментальних дослідженнях.

Як згадувалося раніше, на даний момент, якщо до СП ВГKM висуваються вимоги з перших двох груп вимог (підрозд. 1.2), то перевагу віддають звичайним підвіскам з металевими ПЕ. Якщо ж висуваються вимоги з третьої групи (забезпечення можливості керування характеристиками та ін.), то перевагу віддають пневматичним ПЕ.

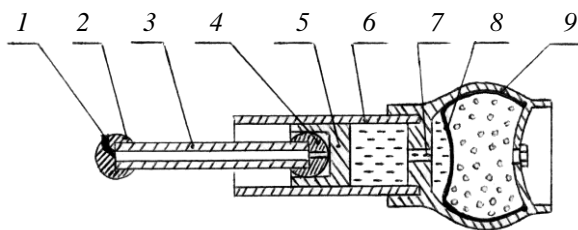
#### **4.2. Типи конструкцій телескопічних пневмогідравлічних ресор та їх компонування в ходовій частині**

На сьогоднішній день отримали поширення три типи телескопічних пневмогідравлічних ресор (ПГР): з однією порожниною газу (одноступінчасті ПГР), з двома порожнинами газу, одна з яких створює тиск, протилежний за напрямком до іншої ( ПГР з протитиском) і ресори, що мають дві і більше послідовно працюючих газових порожнини (дво- та багатоступінчасті ПГР). Як роздільник пневматичних і гідравлічних порожнин можуть служити еластомірна діафрагма або поршень-роздільник. Заправляють такі ПГР азотом, кількість якого у пневматичних порожнинах у процесі роботи не змінюється.

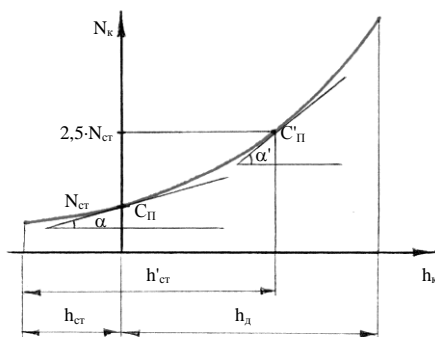
Одна з можливих конструкцій одноступінчастої ПГР показана на рис. 4.2,а. На прямому ході підвіски поршень 5 переміщується вправо та витісняє робочу рідину з гідроциліндру 6, через демпфірувальний вузол 7 (система отворів і клапанів) у гідравлічну порожнину пневмокамери 9 та через діафрагму 8 стискує газ у пневматичній порожнині даної камери. На зворотному ході стиснений газ витісняє робочу рідину назад з пневмокамери до гідроциліндру. При цьому реалізується нелінійна пружна характеристика підвіски рис. 4.2,б. Гасіння коливань корпусу машини здійснюється шляхом дроселювання робочої рідини через демпфірувальний вузол 7. Для забезпечення кінематики переміщення поршня 5 і важеля прямого пристрою на

кінцях штока 3 можуть бути кульові опори 2 і 4 з пристроєм 1 для змащування.

Конструкція підвіски відрізняється компактністю та відносною простотою. Однак, при великому діапазоні зміни статичного навантаження виявляються наступні її недоліки, пов'язані зі зміною частоти власних коливань. При збільшенні статичного навантаження  $N_{ст}$  у 2,5 рази, внаслідок просідання підвіски та істотного збільшення її приведеної жорсткості  $C_{п} = \frac{\Delta N_k}{\Delta h_k} = \text{tg} \alpha$  (рис. 4.2, б), частота власних коливань може зрости на 50 % або більше і вона вийде за допустимі межі.



а



б

Рис. 4.2. Одноступінчаста ПГР: а – конструкція ПГР; б – пружна характеристика; 1 – пристрій для змащування, 2, 4 – кульові опори; 3 – шток; 5 – поршень; 6 – гідроциліндр; 7 – демпфірувальний вузол; 8 – діафрагма; 9 – пневмокамера

Якщо при максимальному статичному навантаженні жорсткість ПЕ та частота коливань обрані так, щоб забезпечити необхідну плавність ходу, то при мінімальному статичному навантаженні жорсткість підвіски виявиться надзвичайно низькою. При цьому, щоб одержати достатню енергоємність підвіски при роботі на відбій, необхідно мати дуже великий статичний хід підвіски до обмежувача відбою. Це призводить до різкого збільшення довжини робочого циліндра, що у багатьох випадках є нездійсненним на практиці. Зазначені недоліки обмежують можливості даної конструкції в тих випадках, коли діапазон зміни статичного навантаження завеликий. Крім того, серйозним недоліком є те, що одноступінчаста ПГР не дозволяє забезпечити великий динамічний хід підвіски при прийнятних габаритах, оскільки її жорсткість наприкінці даного ходу може вельми зрости і вийти за межі припустимої.

На рис. 4.3 подано одноступінчасту ПГР з поршнем-роздільником 6 із фторопластовими ущільненнями, що застосовувалася на бойових машинах десанту радянського виробництва. Її перевагою, у порівнянні з діафрагмою, є більш надійне розділення газової та гідравлічної порожнин. Річ у тому, що діафрагма не є вакуумно непроникним матеріалом і з часом молекули газу та робочої рідини взаємно проникають один в одного і ПГР виходить з ладу. Недоліком же поршня-роздільника є велике сухе тертя, що знижує якість підресорювання.

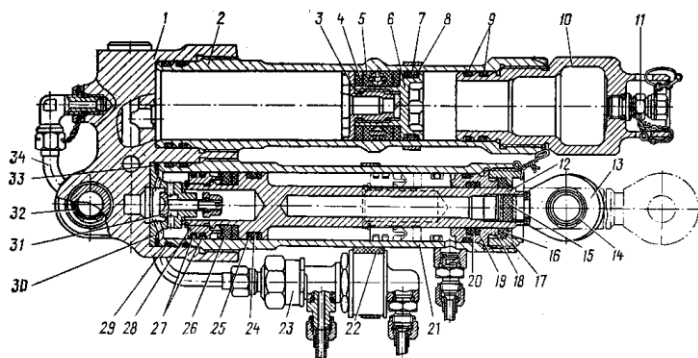


Рис. 4.3. Одноступінчаста ПГР з поршнем-роздільником

Пошуки поліпшення характеристик телескопічних ПГР привели до появи більш складних ТР з використанням протитиску. Одна з таких конструкцій показана на рис. 4.4. На прямому ході підвіски циліндр протитиску *1*, пов'язаний з ОВ, переміщується вправо та витіснює робочу рідину з порожнини *А* гідроциліндру *3*, через демпфірувальний вузол *б* (система отворів і клапанів), до гідравлічної порожнини *Б* основної пневмокамери *4*, де через діафрагму *5* відбувається стиснення газу у основній порожнині *В*. Цьому ж сприяє і тиск газу у порожнині протитиску *Г*, під дією якого поршень-розділювач *7* витіснює робочу рідину з порожнини *Е*, через отвір *2* до порожнини *Д*. Таким чином, при переміщеннях циліндра протитиску *1*, на нього діють протилежно спрямовані зусилля з боку порожнини *А* та порожнини *Е*, у результаті чого досягається коректування пружної характеристики даної ПГР, яка подана на рис. 4.5.

Використання порожнини протитиску дозволяє забезпечити більшу температурну стабільність пружної характеристики ПГР. При зміні температури газу у процесі руху або в результаті зміни температури навколишнього середовища змінюється тиск у газовій порожнині. Це приводить до зміни кліренсу машини та статичного ходу. В результаті у процесі руху, особливо з підвищеними швидкостями, відбувається «спливання» машини з одночасним зменшенням ходу відбою, що негативно позначається на плавності ходу машини і збільшує динамічну навантаженість гусеничного або колісного рушія. ПГР з протитиском у певних межах вільні від цього недоліку, тому що зміна тиску газу в основній порожнині компенсується аналогічною зміною тиску у порожнині протитиску.

Перевагами ПГР з протитиском є:

- 1) більша температурна стабільність пружної характеристики підвіски;
- 2) менша зміна власних частот коливань підресореного корпусу при зміні статичного навантаження;
- 3) збільшення енергоємності підвіски при роботі на відбій.

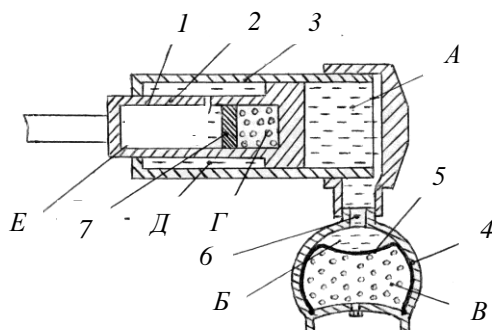


Рис. 4.4. ПГР з протитиском:

1 – циліндр протитиску; 2 – отвір; 3 – гідроциліндр;  
 4 – основна пневмокамера; 5 – діафрагма;  
 6 – демпфірувальний вузол; 7 – поршень-роздільник;  
 А, Б, Д, Е – порожнини з робочою рідиною;  
 В – основна газова порожнина; Г – газова порожнина протитиску

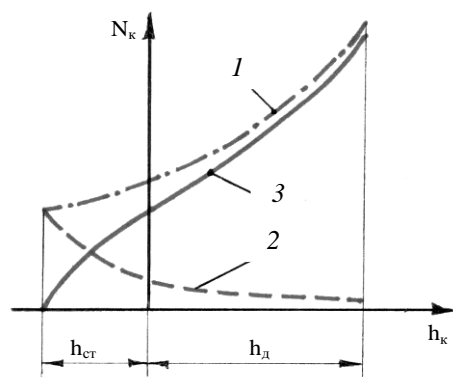


Рис. 4.5. Пружна характеристика ПГР з протитиском:

1 – характеристика ПГР без протитиску;  
 2 – характеристика пневмокамери протитиску;  
 3 – сумарна характеристика на штоці ПГР з протитиском



Двоступінчаста ПГР, що має дві газові порожнини з різними заправними тисками та її пружна характеристика показані на рис. 4.6, 4.7.

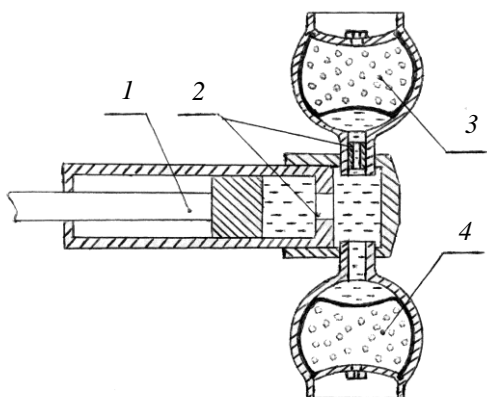


Рис. 4.6. Двоступінчаста ПГР:

1 – шток з поршнем; 2 – демпфірувальні вузли;  
3 – пневмокамера 1-го ступеня; 4 – пневмокамера 2-го ступеня

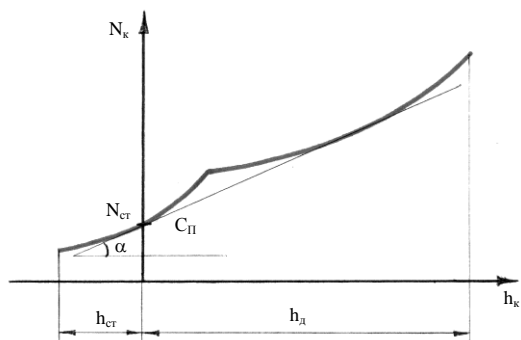


Рис. 4.7. Пружна характеристика двоступінчастої ПГР

$$C_{II} = \frac{\Delta N_K}{\Delta h_K} = \operatorname{tg} \alpha.$$

У статичному стані навантаження на підвіску сприймається пневмокамерою 3 1-го ступеня, у якій при переміщенні штока з поршнем 1 відбувається стискання газу та зростання тиску. Коли він перевищить заправний тиск у пневмокамері 4 2-го ступеня, який у 2...3 рази вищий, ніж у пневмокамері 1-го ступеня, починають працювати обидві пневмокамери. Функції ДП виконують демпфірувальні вузли 2.

Таким чином, якщо змінювати параметри ПГР залежно від заданого діапазону зміни статичного навантаження та необхідної величини максимального динамічного ходу, можна одержати більш вигідну форму пружної характеристики і зменшити межі змін власних частот коливань. Разом з тим, 2-й ступінь тиску не усуває інший недолік звичайної ресори (без протитиску) – малої енергоємності підвіски при роботі на відбій. Щодо цього більш ефективним виявляється застосування протитиску.

При застосуванні ГПП на важких швидкохідних ГМ, зокрема танках, на перший план виступає здатність підвіски забезпечити необхідну жорсткість (200...250 кН/м) у статичному стані у поєднанні з великими динамічними ходами (320...380 мм), при прийнятих габаритах і масі. Найбільш повно цим вимогам задовольняють дво- і багатоступінчасті ресори.

Якщо вигляд пружної характеристики визначається конструкцією ПГР, то забезпечення необхідного динамічного ходу залежить від компонування вузлів підвіски, як у ХЧ, так і усередині корпусу машини. Можливі варіанти компонування подані на рис. 4.8.

Розміщення ПГР всередині корпусу забезпечує захист, як їх самих, так і трубопроводів системи регулювання положення корпусу, системи охолодження та ін., що збільшує живучість підвіски в бойових умовах і при потраплянні сторонніх предметів у ХЧ при русі в умовах бездоріжжя. Однак, це значно ускладнює обслуговування та ремонт, а також вимагає збільшення внутрішнього заброньованого об'єму, що в умовах щільного компонування і жорстких обмежень щодо ваги машини часто виявляється неприйнятним. Тому ПГР розміщують всередині корпусу тільки у ВГКМ, що мають великі габарити, які обумовлені їхнім функціональним призначенням.

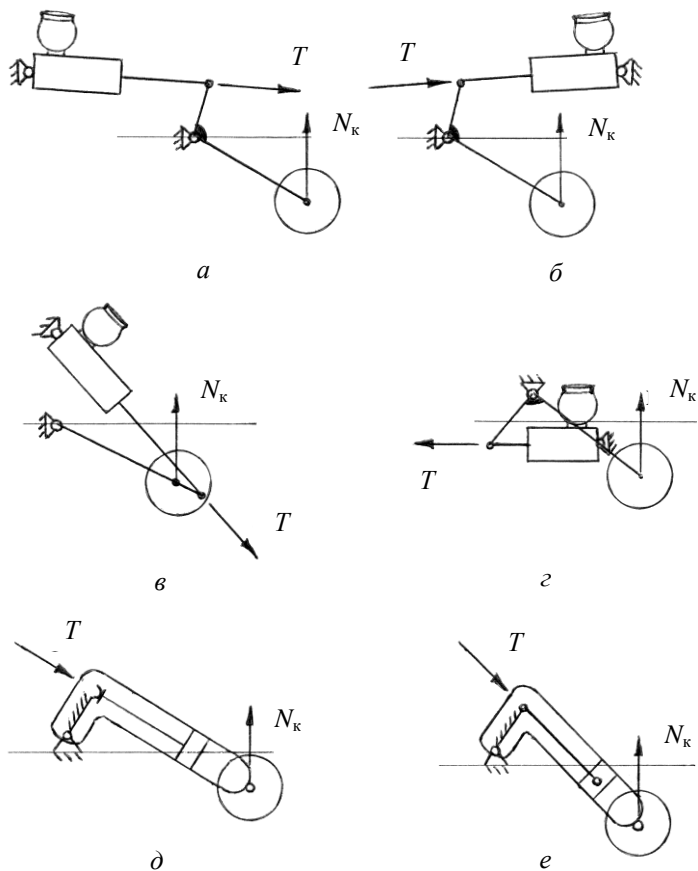


Рис. 4.8. Варіанти компонування ПГР у ХЧ

При зовнішньому розміщенні ПГР переваги та недоліки міняються місцями. Проте, розташування вузлів підвіски поза корпусом машини дозволяє розробляти нові загальні компоувальні рішення машини та, завдяки гладкому днищу, поліпшувати його протимінний захист.

Незалежно від зовнішнього або внутрішнього розташування, компоування вузлів підвіски та конструкція напрямних пристроїв

повинна забезпечувати необхідну величину максимального динамічного ходу, яка у комбінації з достатньою потужністю ДП і визначає в остаточному підсумку плавність ходу машини. У зв'язку із цим, більш прийнятними є варіанти компоновання *а*, *б* та *в*. Варіанти *д* і *ж*, де силовий циліндр ПГР сполучений з балансиrom, мають до того ж додатковий недолік – бічне навантаження поршнів.

При зовнішньому розташуванні вузлів підвіски в гусеничному обводі необхідно також враховувати коливання гусениць в процесі руху. Для запобігання їх зіткнення із ПГР зазвичай передбачають установлення додаткових підтримувальних роликів.

#### **4.3. Розрахунок параметрів і побудова пружної (статичної) характеристики двоступінчастої пневмогідравлічної ресори**

Як приклад розрахунку параметрів і характеристик, розглянемо двоступінчасту ПГР, що встановлюється на ГМ із вихідними даними, наведеними у розд. 2. Виходячи з компоновальних міркувань, виберемо кінематичну схему підвіски варіант «б» (див. рис. 4.8). Принципова схема ПГР, що розглядається, подана на рис. 4.9.

Робота підвіски відбувається наступним чином. При русі ОВ до верху (прямий хід) поршень 3 витісняє робочу рідину з порожнини гідроциліндра 4 по двом трубопроводам 5, через золотникові розподільники 6, отвори 8, у порожнини 1-го та 2-го пневмоциліндрів, що мають відповідно поршні-роздільники 1 і 2. При цьому стискується газ спочатку в 1-му пневмоциліндрі, а потім і у 2-му, де заправний тиск у два-три рази вищий. Спрацювання клапана амортизатора 7 відбувається при певному перепаді тиску  $p_1$  і  $p_2$ . На зворотному ході під дією енергії, що запасена стисненням газом, відбувається витиснення робочої рідини з порожнин 2-го та 1-го пневмоциліндрів у порожнину гідроциліндра 4, причому з 2-го пневмоциліндра робоча рідина витісняється тільки через отвори 8. Таким чином, робота підвіски забезпечується за допомогою ПЕ – пневмоциліндрів, а демпфірування коливань корпусу машини здійснюється при перетіканні робочої рідини по

трубопроводах, золотникових розподільниках 6, через отвори 8 та клапан амортизатора 7.

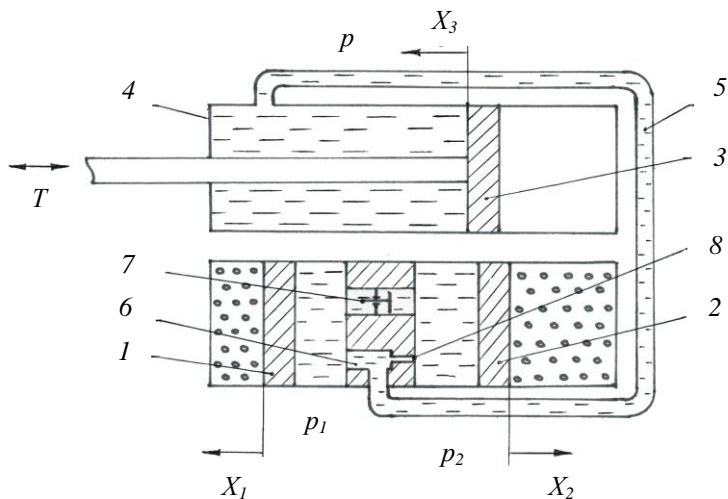


Рис. 4.9. Принципова схема двоступінчастої ПГР:

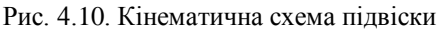
1, 2 – поршні-роздільники; 3 – поршень гідроциліндра;  
4 – гідроциліндр; 5 – трубопровід; 6 – золотниковий  
розподільник; 7 – клапан амортизатора; 8 – отвір

1. Проведемо розрахунок кінематики підвіски, схема якої подана на рис. 4.10. Прийнято такі вихідні дані: довжина балансира  $R = 0,38$  м; довжина важеля балансира  $r_6 = 0,17$  м; кут між балансиром і важелем  $\xi = 120^\circ (2,0944)$ ; кут між балансиром і горизонталлю у статичному стані  $\beta = 30^\circ (0,5236)$ ; динамічний хід підвіски  $h_d = 0,32$  м; коефіцієнт динамічності  $K_d = 5$ ;  $L_{\Pi} = 0,5$  м;  $H_{\Pi} = 0,3$  м.

а) Виберемо статичний хід підвіски, який зазвичай перебуває у межах  $h_{ст} = 0,2 \dots 0,5 h_d$ . Нехай  $h_{ст} = 0,3 h_d = 0,096$  м.

Тоді кут

(4.1)



**б)** Визначимо величину переміщення поршня гідроциліндра  $X_{3\text{ст}}$ , що відповідає статичному ходу підвіски.

$$X_{3\text{ст}} = B_{\text{ст}}O_1 - B_1O_1. \quad (4.2)$$

За теоремою косинусів

$$\begin{aligned} B_{\text{ст}}O_1 &= \sqrt{r_6^2 + OO_1^2 - 2 \cdot r_6 \cdot OO_1 \cdot \cos(\gamma_o + \psi_o)}; \\ B_1O_1 &= \sqrt{r_6^2 + OO_1^2 - 2 \cdot r_6 \cdot OO_1 \cdot \cos(\gamma_o)}, \end{aligned} \quad (4.3)$$

де

$$\begin{aligned} OO_1 &= \sqrt{L_{\Pi}^2 + H_{\Pi}^2} = \sqrt{0,5^2 + 0,3^2} = 0,583 \text{ м}; \\ \gamma_o &= \xi - \psi_o - \beta - \arctg \frac{H_{\Pi}}{L_{\Pi}} = \\ &= 120^\circ - 18,82^\circ - 30^\circ - \arctg \frac{0,3}{0,5} = 40,22^\circ (0,7). \end{aligned} \quad (4.4)$$

Кут  $\gamma_o$  відповідає повністю задвинутому штоку ПГР.

Тоді

$$B_{\text{ст}}O_1 = \sqrt{0,17^2 + 0,583^2 - 2 \cdot 0,17 \cdot 0,583 \cdot \cos(0,7 + 0,3284)} = 0,516 \text{ м}.$$

Аналогічно  $B_1O_1 = 0,466 \text{ м}; \Rightarrow X_{3\text{ст}} = 0,516 - 0,466 = 0,05 \text{ м}.$

**в)** Визначимо величину  $X_{3\Pi}$  переміщення поршня гідроциліндра при реалізації повного ходу підвіски ( $h_{\text{ст}} + h_{\text{д}}$ ).

$$X_{3\Pi} = B_2O_1 - B_1O_1 = \sqrt{r_6^2 + OO_1^2 - 2 \cdot r_6 \cdot OO_1 \cdot \cos(\gamma_o + \psi_o + \beta + \beta')} - B_1O_1, \quad (4.5)$$

де

$$\beta' = \arcsin\left(\frac{h_{\text{д}}}{R} - \sin\beta\right) = \arcsin\left(\frac{0,32}{0,38} - 0,5\right) = 20^\circ (0,3492).$$

Тоді  $X_{3\Pi} = 0,658 - 0,466 = 0,192 \text{ м}.$

г) знайдемо силове  $i_c$  та кінематичне  $i_k$  передатні числа підвіски.

$$i_c = \frac{R \cdot \cos(\psi_o + \beta - \psi_k)}{r_6 \cdot \sin \alpha}; \quad i_k = \frac{h_k}{X_3}. \quad (4.6)$$

Розташування кутів  $\psi_k$  і  $\alpha$  зрозуміло з рис. 4.10. Використовуючи теорему косинусів, визначимо, що

$$\alpha = \arccos \left( \frac{r_6^2 + BO_1^2 - OO_1^2}{2 \cdot r_6 \cdot BO_1} \right), \quad (4.7)$$

де  $BO_1$  обчислюється за формулою (4.3), куди замість кута  $\psi_o$  підставляється кут  $\psi_k$ .

$$\text{Тоді} \quad X_3 = BO_1 - B_1O_1.$$

Задаючи послідовно значення кута  $\psi_k$ , побудуємо графіки зміни передатних чисел  $i_c$  і  $i_k$  залежно від ходу котка  $h_k$ , враховуючи, що

$$h_k = R [\sin(\psi_o + \beta) - \sin(\psi_o + \beta - \psi_k)]. \quad (4.8)$$

Із зазначених графіків, які показані на рис. 4.11 випливає, що передатні числа у процесі реалізації повного ходу ОВ збільшуються в 1,25 та 1,4 рази, тобто у подальших розрахунках необхідно враховувати їх змінну величину.

**2.** Визначимо площу  $F$  та діаметр  $D_{\text{п}}$  поршня гідроциліндра, виходячи з заданих коефіцієнта динамічності  $K_d = 5$ , та максимального допустимого тиску у ПГР  $[p_{\text{max}}] = 35$  мПа, що обумовлений працездатністю ущільнень.



$$N_{\text{CT}} = \frac{G_{\text{н}}}{2 \cdot NK} = \frac{42000 \cdot 9,81}{2 \cdot 6} = 34,34 \text{ кН};$$

$$N_{\text{max}} = K_{\text{д}} \cdot N_{\text{CT}} = 5 \cdot 34,34 = 171,7 \text{ кН}.$$
(4.9)

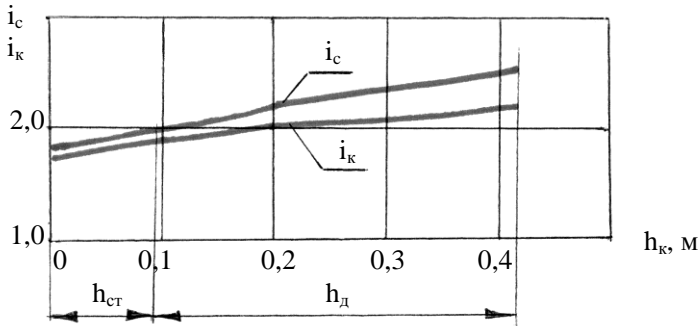


Рис. 4.11. Залежність силового та кінематичного передаточних відношень підвіски від її ходу

Максимальне зусилля на штоці ППР буде дорівнювати

$$T_{\text{max}} = N_{\text{max}} \cdot i_{\text{c}} = 171,7 \cdot 2,51 = 431 \text{ кН},$$
(4.10)

де значення  $i_{\text{c}}$ , як і в наступних випадках, визначається залежно від ходу підвіски за графіком, що зображено на рис. 4.11.

Тоді

$$F = \frac{T_{\text{max}}}{[p_{\text{max}}]} = \frac{431 \text{ кН} \cdot \text{м}^2}{35000 \text{ кН}} = 0,0123 \text{ м}^2.$$
(4.11)

З іншого боку,  $F = \frac{\pi \cdot D_{\text{н}}^2}{4} (1 - \lambda^2)$ , де  $\lambda = 0,15 \dots 0,3$  (приймається, що  $d_{\text{шт}} = 0,15 \dots 0,3 D_{\text{н}}$ ,  $\lambda = 0,25$ ). Тоді

$$D_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi(1 - \lambda^2)}} = 0,129 \text{ м} \approx 0,13 \text{ м}.$$
(4.12)

3. Визначимо заправні об'єм  $V_{01}$  та тиск  $p_{01}$  1-го пневмоциліндра. Запишемо закон політропної зміни стану газу:

$$pV^n = \text{const} . \quad (4.13)$$

Тут:  $p$  – тиск,  $V$  – об'єм,  $n$  – показник політропи, який для азоту, що застосовуються у ПГР, змінюється в межах від  $n = 1,0$  при дуже повільному стискуванні–розширенні та повному теплообміні з навколишнім середовищем (температура газу залишається постійної, процес ізотермічний) до  $n = 1,4$ , при дуже швидкому стискуванні–розширенні і повній відсутності теплообміну з навколишнім середовищем (температура газу змінюється, процес адіабатичний). Останній випадок відповідає швидкому підйому ОВ при наїзді на нерівність з великою швидкістю. Оскільки у природі повністю ізотермічних або повністю адіабатичних процесів не спостерігається (вони повинні відбуватися, відповідно, або нескінченно швидко, або нескінченно повільно), зазвичай, у практичних розрахунках, залежно від конструкції ПГР, використовують постійне значення  $n$  в межах  $1,2 \dots 1,3$ . Нижче, пружна (статична) характеристика підвіски буде побудована для крайніх значень показника політропи  $1,0$  та  $1,4$ , щоб оцінити діапазон її зміни залежно від даного параметра.

Знайдемо тиск  $p_{\text{ст}}$  і об'єм  $V_{\text{ст}}$  1-го пневмоциліндра у статичному положенні.

$$p_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{ст}}}{F} = \frac{N_{\text{ст}} \cdot i_c}{F} = \frac{34,34 \cdot 2}{0,0123 \cdot 10^3} = 5,58 \text{ мПа} . \quad (4.14)$$

Задамо приведену жорсткість підвіски у статичному положенні  $C_{\text{п.ст.}}$  рівною  $200 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$ . Щоб визначити  $V_{\text{ст}}$ , запишемо у прирістах вираз для заданої приведеної жорсткості підвіски  $C_{\text{п.ст.}}$  в околиці статичного ходу.

$$C_{\text{п.ст.}} = \frac{\Delta N}{\Delta h_k} = 200 \frac{\text{кН}}{\text{м}} .$$

Нехай  $\Delta h_k = 0,01 \text{ м}$ . Тоді  $\Delta N = C_{\text{п.ст.}} \cdot \Delta h_k = 2 \text{ кН}$ .

Запишемо для даного випадку закон політропної зміни стану газу, прийнявши  $n = 1,0$ .

$$p_{\text{ст}} \cdot V_{\text{ст}} = p^* V^* , \quad (4.15)$$

де

$$p^* = p_{\text{ст}} + \Delta p^* = \frac{(N_{\text{ст}} + \Delta N) \cdot i_c}{F} = \frac{(34,34 + 2) \cdot 2}{0,0123 \cdot 10^3} = 5,91 \text{ МПа} ;$$

$$V^* = V_{\text{ст}} - \Delta V^* ; \quad \Delta V^* = \frac{\Delta h_k}{i_k} \cdot F = \frac{0,01}{1,9} \cdot 0,0123 = 64,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 .$$

Тоді 
$$V_{\text{ст}} = \frac{p^* \cdot \Delta V^*}{p^* - p_{\text{ст}}} = \frac{5,91 \cdot 64,7 \cdot 10^{-6}}{5,91 - 5,58} = 1159 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 . \quad (4.16)$$

З іншого боку

$$V_{\text{ст}} = V_{01} - \Delta V ; \quad \text{де } \Delta V = F \cdot X_{3\text{ст}} = 0,0123 \cdot 0,05 = 615 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 .$$

Тоді

$$V_{01} = V_{\text{ст}} + \Delta V = 1774 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 ;$$

$$p_{01} = \frac{p_{\text{ст}} \cdot V_{\text{ст}}}{V_{01}} = \frac{5,58 \cdot 1159 \cdot 10^{-6}}{1774 \cdot 10^{-6}} = 3,65 \text{ МПа} . \quad (4.17)$$

Нехай площі  $F_1$  поршнів пневмоциліндрів дорівнюють площі  $F$  гідроциліндра. Визначимо заправну довжину  $L_{01}$  1-го пневмоциліндра.

$$L_{01} = \frac{V_{01}}{F_1} = \frac{1774 \cdot 10^{-6}}{0,0123} = 0,144 \text{ м} . \quad (4.18)$$

Якщо буде потреба зменшення загальної довжини ПГР, площі  $F_1$  необхідно збільшити у допустимих межах.

4. Знайдемо заправні об'єм  $V_{02}$  та тиск  $p_{02}$  2-го пневмоциліндра. Визначимо динамічний хід підвіски  $h'_d$ , при якому повинен почати роботу 2-й пневмоциліндр, виходячи з умови, що приведена жорсткість підвіски наприкінці роботи тільки 1-го пневмоциліндра (його об'єм і тиск у цей момент будуть відповідно дорівнювати  $V'_k$  та  $p_K$ ), не повинна перевищити 555,7 кН/м (див. розд. 2), при показнику політропи  $n = 1,4$ . Для цього побудуємо пружну характеристику підвіски у випадку роботи тільки 1-го пневмоциліндра, скориставшись наступними залежностями:

$$N_K = \frac{T}{i_c} = \frac{p \cdot F}{i_c}; \quad p = p_{01} \left( \frac{V_{01}}{V} \right)^{1,4} = p_{01} \left( \frac{V_{01}}{V_{01} - X_3 F} \right)^{1,4}; \quad X_3 = \frac{h_K}{i_K}. \quad (4.19)$$

Задаючи з певним кроком величину ходу підвіски  $h_K$ , і послідовно обчислюючи залежності (4.19), можна отримати відповідне значення  $N_K$  вертикальної реакції на ОВ та побудувати пружну характеристику, що представлена на рис. 4.12. Тангенс кута нахилу дотичної, що відповідає жорсткості  $C_{\Pi} = 555,7$  кН/м, у прийнятому масштабі  $N_K$  і  $h_K$ , буде дорівнювати

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{55,57 \text{ мм}}{50 \text{ мм}} \Rightarrow \alpha = 48^\circ. \quad (4.20)$$

Під отриманим кутом  $\alpha$  проведемо дотичну до пружної характеристики і визначимо точку  $A$ , до якої приведена жорсткість не перевищить задане значення. Їй буде відповідати динамічний хід підвіски  $h'_d = 0,052$  м.

Знайдемо об'єм  $V'_K$  та тиск  $p_K$ , що відповідають точці  $A$ .

$$V'_k = V_{01} - \frac{h_{ct} + h'_d}{i_k} \cdot F = 1774 \cdot 10^{-6} - \frac{0,096 + 0,052}{1,94} \cdot 0,0123 = 835,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

(4.21)

$$p_k = p_{01} \left( \frac{V_{01}}{V'_k} \right)^{1,4} = 3,65 \left( \frac{1774 \cdot 10^{-6}}{835,65 \cdot 10^{-6}} \right)^{1,4} = 10,47 \text{ мПа}.$$

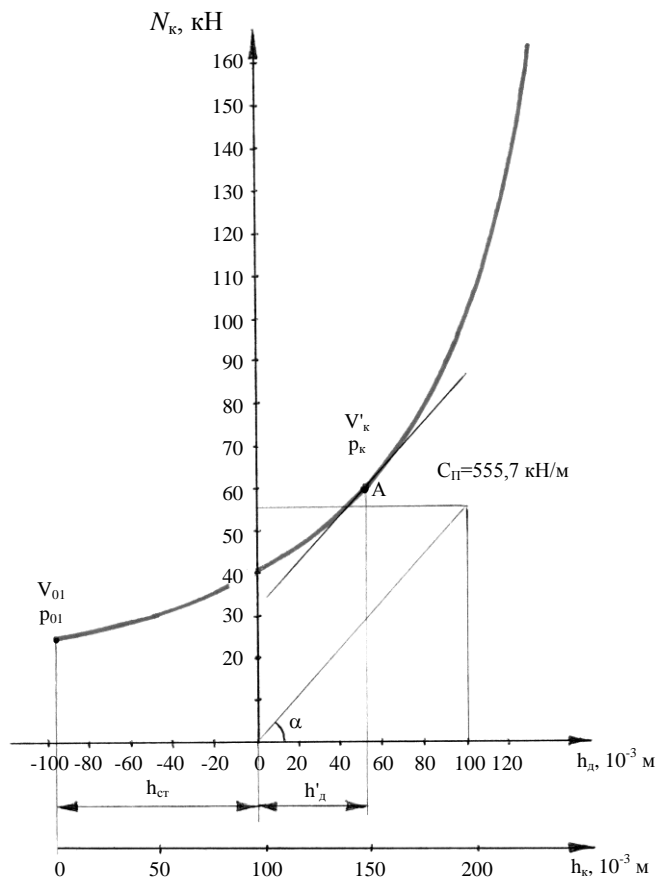


Рис. 4.12. Пружна характеристика підвіски при роботі 1-го пневмоциліндра,  $n = 1,4$

Оскільки після розглянутого моменту повинен почати працювати і 2-й пневмоциліндр, то відповідно  $p_{02} = p_k = 10,47$  МПа.

Запишемо рівняння зміни стану газу у випадку роботи обох пневмоциліндрів.

$$[p_{\max}] \cdot V_{\min}^{1,4} = p_{02} \cdot (V_{02} + V'_k)^{1,4}, \quad (4.22)$$

де  $V_{\min}$  – об'єм обох пневмоциліндрів при повному динамічному ході підвіски.

$$\begin{aligned} V_{\min} &= V_{02} + V'_k - (X_{3\pi} - \frac{h_{\text{ст}} + h'_a}{i_k}) \cdot F = \\ &= V_{02} + 835,65 \cdot 10^{-6} - (0,192 - \frac{0,096 + 0,052}{1,94}) \cdot 0,0123 = V_{02} - 587,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \end{aligned} \quad (4.23)$$

Тоді, підставивши  $V_{\min}$  у рівняння (4.22), отримаємо

$$\begin{aligned} V_{02} &= \frac{1,4 \sqrt{\frac{[p_{\max}]}{p_{02}}} \cdot 587,6 \cdot 10^{-6} + V'_k}{1,4 \sqrt{\frac{[p_{\max}]}{p_{02}}} - 1} = \frac{1,4 \sqrt{\frac{35}{10,47}} \cdot 587,6 \cdot 10^{-6} + 835,65 \cdot 10^{-6}}{1,4 \sqrt{\frac{35}{10,47}} - 1} = \\ &= 1626 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \end{aligned} \quad (4.24)$$

**5.** Побудуємо пружну характеристику підвіски  $N_k = \Phi(h_k)$ , що відповідає повному її ходу, для двох значень показника політропи  $n = 1,0$  та  $n = 1,4$ .

При роботі тільки 1-го пневмоциліндра використовуються залежності (4.19). У випадку роботи обох пневмоциліндрів застосовуються такі вирази:

$$N_k = \frac{T}{i_c} = \frac{p_T F}{i_c}; \quad p_T = p_{02} \left( \frac{V_{02} + V'_k}{V_T} \right)^n;$$

$$V_T = V_{02} + V'_k - \left( \frac{h_k}{i_k} - \frac{h_{CT} + h'_d}{i_k} \right) F, \quad (4.25)$$

де передатні числа  $i_c$  та  $i_k$  беруться відповідними до значень ходу підвіски  $h_k$  (див. рис. 4.11).

При показнику політропи  $n = 1,0$  необхідно визначити нове значення  $h''_d$  та точку  $A'$  початку роботи 2-го пневмоциліндра.

$$V''_k = \frac{p_{01} V_{01}}{p_{02}} = \frac{3,65 \cdot 1774 \cdot 10^{-6}}{10,47} = 618,44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$x''_3 = \frac{V_{01} - V''_k}{F} = \frac{(1774 - 618,44) \cdot 10^{-6}}{0,0123} = 0,094 \text{ м}. \quad (4.26)$$

Тоді

$$h''_k = x''_3 i_k = 0,094 \cdot 1,97 = 0,185 \text{ м};$$

$$h''_d = h''_k - h_{CT} = 0,185 - 0,096 = 0,089 \text{ м}.$$

За результатами розрахунків будемо пружну характеристику підвіски для повного динамічного ходу та двох показників політропи. Вона подана на рис. 4.13.

Аналізуючи дану характеристику, можна якісно оцінити нестабільність зусиль на штоці ППР, обумовлену зміною швидкості переміщення ОВ. Як впливає з графіків, дана нестабільність досить істотна. При цьому, при показнику політропи  $n = 1,4$  статичний хід підвіски зменшується на 30 мм (т. В). Однак, як указувалося раніше, на практиці чисто адіабатичні або ізотермічні процеси не існують, у зв'язку із чим розглянута нестабільність насправді перебуває в менших межах.

Крім того, на зображеній характеристиці наявно видно переваги двоступінчастої ППР у порівнянні з одноступінчастою, що виражається

ся у можливості забезпечення великого динамічного ходу підвіски (320 мм) при одночасному забезпеченні необхідної, достатньо великої приведеної жорсткості у статичному положенні та прийнятних габаритах і масі.

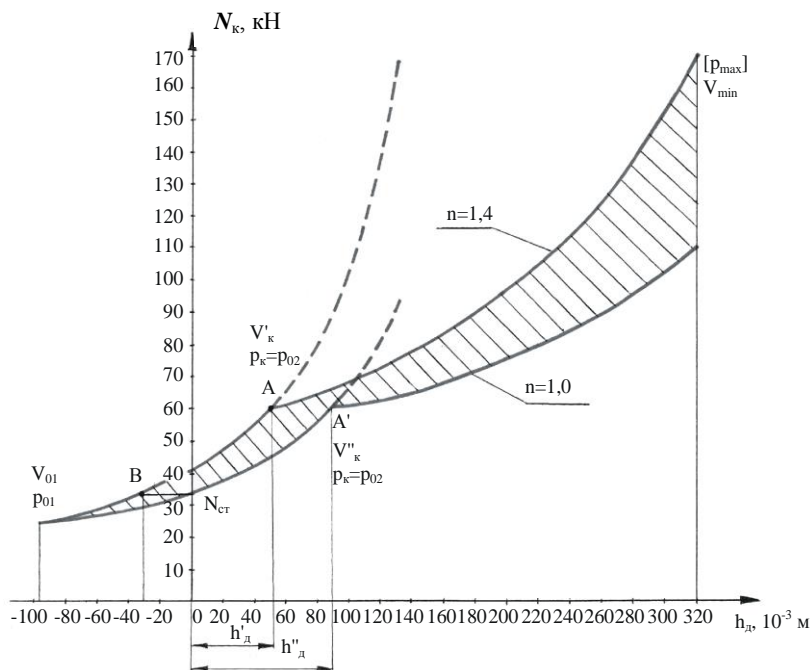


Рис. 4.13. Пружна характеристика підвіски з двоступінчастою ПГР при двох значеннях показника політропи

### Контрольні запитання

1. Конструкції, застосування, переваги та недоліки пневматичних гумокордних ПЕ.
2. Переваги та недоліки пневматичних телескопічних ПЕ.
3. Конструкції, характеристики, переваги та недоліки одноступінчастої ПГР з діафрагменним роздільником та поршнями-роздільниками.



4. Конструкція, характеристики, переваги та недоліки ППР з протитиском.

5. Конструкція, характеристики, переваги та недоліки дво- та багатоступінчастих ППР.

6. Конструкція, робота та характеристики двоступінчастої ППР з поршнями-роздільниками.

7. Які значення приймає показник політропи та які застосовуються у розрахунках ППР?

8. Які є кінематичні схеми розташування ППР у ХЧ?

### **Завдання для самостійної роботи**

Провести розрахунок параметрів та побудувати пружну характеристику підвіски з двоступінчастою ППР для наступних варіантів:

Но- мер- варі- анта	Підресорена маса машини, кг	Момент інерції підресореного корпусу, $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$	Коефіцієнт динаміч- ності	Динамічний хід підвіски, мм
1	20 000	10 000	2,5	250
2	25 000	11 000	3,0	270
3	30 000	12 000	4,0	300
4	35 000	13 000	5,0	350
5	40 000	15 000	3,0	270
6	45 000	17 000	4,0	300
7	50 000	19 000	5,0	350
8	53 000	20 000	3,0	270
9	55 000	22 000	4,0	300
10	58 000	23 000	5,0	350

Показник політропи дорівнює 1,0. Усі інші незадані параметри, що необхідні для розрахунків, беруться із наведеного прикладу.

## **Розділ 5 | КЕРУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН**

На теперішній час розвиток і вдосконалення СП ТЗ підійшло до межі, коли подальше підвищення їх якісних характеристик шляхом вибору оптимальних параметрів для відомих ТР та ФПД, що використовуються, практично себе вичерпало. Одним з перспективних напрямків розвитку СП, яке одержує усе більш широке розповсюдження, є запровадження систем керування, що змінюють та пристосовують параметри підвіски під існуючі у цей момент конкретні дорожні або інші умови руху, з метою реалізації найкращих характеристик СП.

На сьогоднішній день є велика кількість розробок систем керування зазначеними характеристиками, як у вигляді патентів на винахід, так і у вигляді дослідних або серійних зразків, що встановлюються у підвісках ТЗ різного призначення. Можна сказати, що майже усі відомі виробники ведуть інтенсивні НДДКР щодо розробки та удосконалення систем керування характеристиками СП своїх ТЗ, що виробляються.

Стосовно ВГКМ слід відзначити розробку ГПП з елементами керування, яка встановлювалася на дослідному танку МВТ-70 (США, ФРН) ще у 70-х роках ХХ століття і військової ГМ з активною підвіскою, що була створена в колишньому СРСР на початку 80-х років.

Системи керування характеристиками СП, залежно від витрат енергії на керування, розподіляють на пасивні та активні і розрізняють за способом керування (дискретне, безперервне, ручне, автоматичне) і об'єктом керування (ПЕ, ДП, напрямні пристрої, їх комбінація). При цьому, залежно від можливостей електронного блоку керування (ЕБК), обробляється певний обсяг інформації, що надходить від датчиків, який характеризує параметри коливань корпусу ТЗ, положення органів керування двигуном, трансмісією, поворотом, гальмуванням та ін., а також стан дорожньої поверхні і рельєф місцевості. Класифікація систем керування характеристиками СП представлена на рис. 5.1.

Як згадувалося раніше, найбільш пристосованою для реалізації системи керування характеристиками СП вважається ГПП.

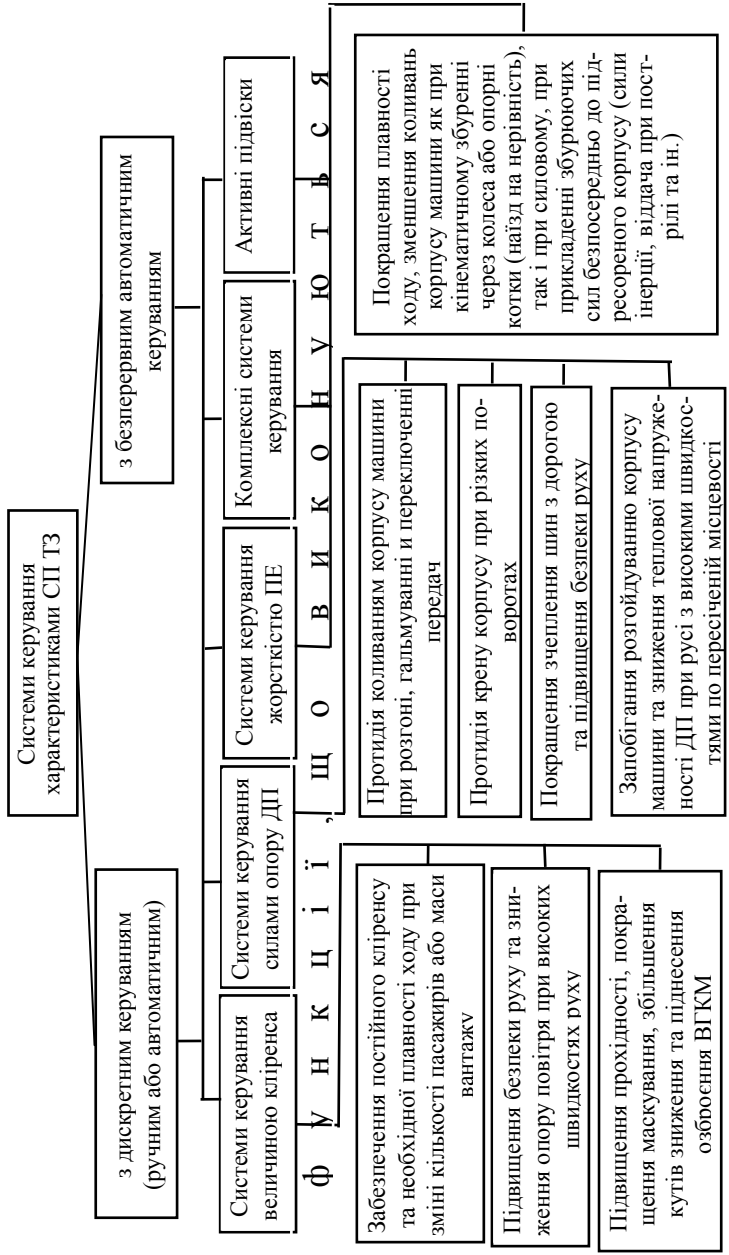


Рис.5.1. Класифікація систем керування характеристиками СП ТЗ

У системах з дискретним керуванням ПЕ і ДП зазвичай мають дві або три фіксовані характеристики («м'яка», «норма», «жорстка») і перемикання з однієї на іншу відбувається або вручну водієм, або автоматично, за сигналом з ЕБК, після аналізу інформації, отриманої від датчиків. У системах з безперервним управлінням характеристики вузлів підвіски змінюються з певним тактом за часом, який залежить від можливостей ЕБУ з обробки інформації та швидкодії виконавчих механізмів. У загальному випадку обробка інформації ЕБК полягає в аналізі параметрів та умов руху ТЗ і формуванні керуючих сигналів на виконавчі органи з метою забезпечення найкращих на даний момент характеристик вузлів підвіски. Даний процес, навіть за наявності високої швидкодії ЕБК, може забрати певний час, який не буде укладатися в необхідний такт видачі команд виконавчим органам. У цьому випадку доводиться або спрощувати реалізовану у ЕБК математичну модель руху ТЗ по нерівностях і алгоритм оптимізації характеристик підвіски, або використовувати не саму математичну модель, а отримані за її допомогою залежності, за якими, після аналізу зовнішніх умов, визначаються потрібні параметри вузлів підвіски і виробляються необхідні сигнали виконавчим органам.

Незважаючи на те що розглянуті системи керування досить сильно відрізняються за ступенем складності, усі вони можуть бути представлені у вигляді структурної схеми, яка наведена на рис. 5.2. [99].

### **5.1. Системи керування величиною кліренсу і положенням підресореного корпусу**

Довгий час регулювання кліренсу на ТЗ з ПП здійснювалося механічно. Електронна система вперше була встановлена на автомобілі «Каділлак» корпорації «Дженерал Моторс» у 1977 р. Дані системи знайшли досить широке розповсюдження, завдяки їхній порівняльній

простоті та високому позитивному ефекту. У першу чергу, вони застосовуються на ТЗ, підресорена маса яких у процесі експлуатації змінюється у значних межах. Це міські автобуси та тролейбуси, кар'єрні самоскиди, ВГКМ, що використовуються як ракетні пускові установки, бойові машини десанту та ін. У цьому випадку забезпечується постійний кліренс (рівень підлоги), який не залежить від величини навантаження, що робить зручною посадку та висаджування пасажирів громадського транспорту, поліпшує прохідність по розбитій дорозі, а також зберігаються на необхідному рівні власні частоти коливань. Це забезпечує необхідну плавність ходу машини незалежно від того, завантажена вона чи ні.

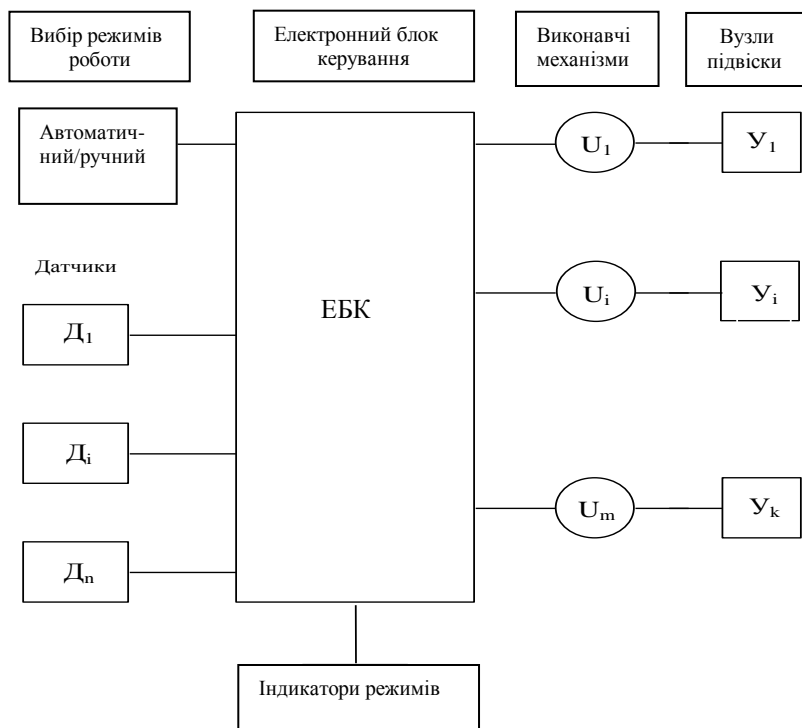


Рис. 5.2. Структурна схема системи керування характеристиками підвіски

На рис. 5.3 наведено пружні характеристики ПП без системи регулювання кліренсу (крива 1) та при її наявності (крива 2), для випадку збільшення статичного навантаження на підвіску у два рази.

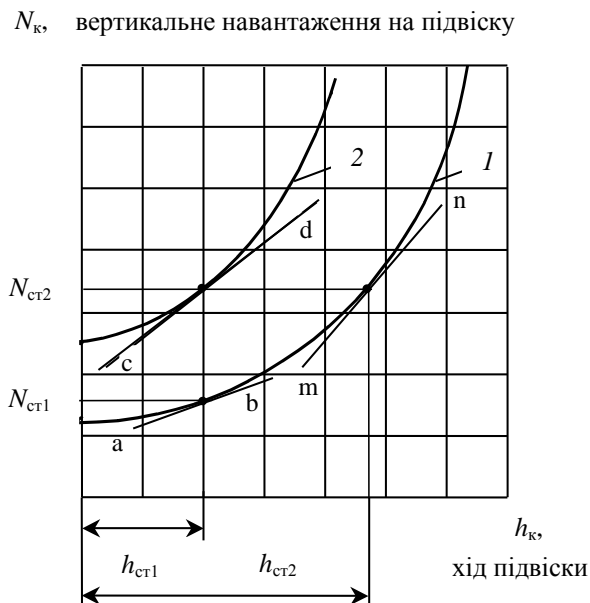


Рис. 5.3. Пружні характеристики ПП:  
1, 2 – відповідно, без системи регулювання  
величини кліренсу і за її наявності

Як відомо, приведена жорсткість підвіски у будь-якій точці пружної характеристики визначається тангенсом куту нахилу дотичної до характеристики у даній точці. Щоб власні частоти не змінилися, при збільшенні підресореної маси у два рази необхідно забезпечити аналогічне збільшення приведеної жорсткості підвіски, що і відбува-

ється при забезпеченні постійного кліренсу, а значить, і величини статичного ходу підвіски  $h_{ст1}$ . Вихідна приведена жорсткість (дотична  $ab$ ) збільшується у два рази (дотична  $cd$ ). За відсутності системи регулювання кліренсу статичний хід підвіски збільшується до величини  $h_{ст2}$ , а її приведена жорсткість (дотична  $mn$ ) зростає більшою мірою, ніж статичне навантаження. Це суттєво збільшує власні частоти коливань, що несприятливо позначається на плавності ходу машини.

На рис. 5.4 показана система автоматичного керування величиною кліренсу шляхом регулювання об'єму та тиску повітря у пневмoeлементах підвіски КМ. При збільшенні навантаження відбувається переміщення колеса уверх, що фіксується датчиком ходу підвіски 8,

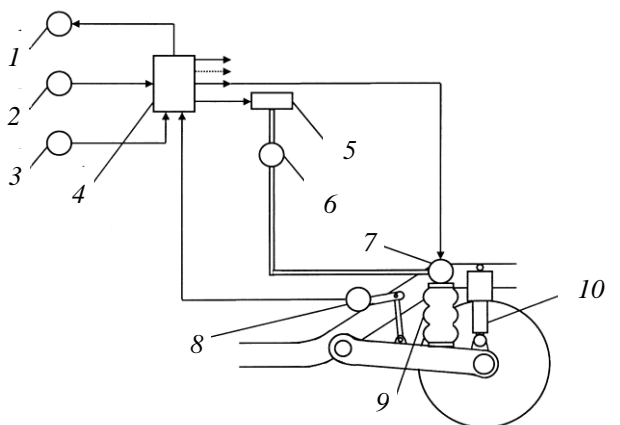


Рис. 5.4. Система автоматичного керування величиною кліренсу, шляхом регулювання тиску у пневмoeлементах та їх об'єму:  
 1 – сигналізатор несправностей; 2 – датчик роботи двигуна;  
 3 – датчик відкриття дверей; 4 – електронний блок керування;  
 5 – електрокомпресор; 6 – фільтр-влаговідокремлювач;  
 7 – випускний клапан; 8 – датчик ходу підвіски;  
 9 – пневмoeлемент підвіски; 10 – телескопічний ГА

сигнал від якого надходить на ЕБК 4. Сюди ж надходять сигнали від датчиків роботи двигуна та відкриття дверей. Оскільки у процесі руху (двері закриті) важіль підвіски постійно переміщається, а значить і змінюється сигнал від датчика 8, ЕБК підраховує середнє значення кліренсу протягом певного проміжку часу, наприклад 20 с і, якщо він (кліренс) не відповідає номінальному, видає керуючий сигнал або на компресор 5, який через фільтр-влаговідокремлювач 6 нагнітає повітря у пневмоелементи 9 і кліренс збільшується, або на випускні клапани 7, які знижують тиск у пневмоелементах, що призводить до зменшення кліренсу. Якщо машина нерухома (двері відкриті), час розрахунку кліренсу скорочується, наприклад до 2 с.

Розглянуту систему керування можна вдосконалити, додавши датчик швидкості машини, що дозволить реалізувати додаткові функції із збільшення безпеки руху та зниження опору повітря на високих швидкостях. Наприклад, при досягненні ТЗ швидкості 100 км/год система автоматично буде зменшувати кліренс на 20...30 мм, а відповідно знижувати положення *ц.в.*, що позитивно відіб'ється на керованості та стійкості руху. При зниженні швидкості до 80 км/год (для виключення частого спрацьовування системи) кліренс буде вертатися до вихідної величини.

Якщо ж у дану систему ввести датчик вертикальних прискорень, то для зниження ймовірності можливого контакту корпусу ТЗ з нерівностями, при русі у важких дорожніх умовах, у випадку досягнення певного рівня вертикальних прискорень кліренс машини можна буде автоматично збільшувати. Тут також необхідно виключити можливість частого спрацьовування пристроїв. Подібні системи керування вже знайшли застосування на легкових автомобілях деяких фірм.

На рис. 5.5 подана система ручного керування величиною кліренсу та положенням підресореного корпусу шляхом регулювання кількості робочої рідини у ПГР ГМ. Датчики 1 положення балансирів крайніх підвісок видають сигнали про положення корпусу, що відповідають мінімальному, робочому та максимальному кліренсам, які оби-



раються за допомогою блока ручного керування 4. За сигналом з даного блока гідронасос 5 перекачує робочу рідину з масляного бака 6, через електрогідравлічні розподільники 3, дозатори 7, у гідроциліндри певної групи ресор (усього чотири групи, по три ПГР у кожній), поки датчик положення відповідного балансира не спрацює як кінцевий вимикач. Одночасно з іншої групи ресор робоча рідина може зливатися назад у бак. Таким чином, забезпечується регулювання не тільки кліренсу, але і величини поздовжнього нахилу та поперечного крену корпусу. Оскільки у процесі регулювання кліренсу ГМ змінюється і периметр гусеничного обводу, то для забезпечення необхідного натягу гусениці необхідно використовувати спеціальні пристрої. У даному випадку це пневмогідравлічний механізм 2. При зменшенні кліренсу його шток висувається і переміщає напрямне колесо вперед, завдяки чому натяг гусениці не знижується. При збільшенні кліренсу відбувається зворотний процес.

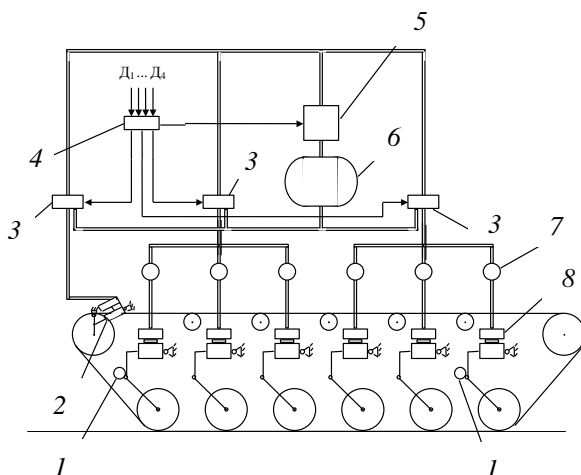


Рис. 5.5. Система ручного керування величиною кліренсу та положенням підресореного корпусу шляхом регулювання кількості робочої рідини у ПГР:

1 – датчики  $D_1...D_4$  положення балансирів крайніх підвісок;

- 2 – пневмогідравлічні механізми натягу гусениці;  
3 – електрогідравлічні розподільники; 4 – блок ручного керування; 5 – гідронасос; 6 – масляний бак; 7 – дозатори;  
8 – двоступінчаста ПГР

Дані системи керування застосовуються на військових ГМ і дозволяють підвищити прохідність по глибокій колії та при подоланні високих перешкод, поліпшити маскування, знизити ймовірність поразки шляхом зменшення фронтальної та бічної проекцій, а також забезпечують збільшення кутів зниження та піднесення озброєння, що дозволяє робити башти і машини в цілому більш нижчими.

Крім систем керування, які містять компресор або гідронасос, для нагнітання робочого тіла в ПЕ підвіски використовуються також і самі ПГР або ГА з ефектом автонакачування (наприклад, автомобілі Субару Форестер). При русі машини по нерівностях ДП підвіски працюють як насоси, накачуючи робочу рідину у пневмoelementи або власні порожнини, в результаті чого кліренс після завантаження машини відновлюється. При досягненні заданого рівня розподільний золотник блокує клапани, що приводить до перетікання робочої рідини в резервуар. Для здійснення процесу регулювання необхідно проїхати відстань 1...2 км.

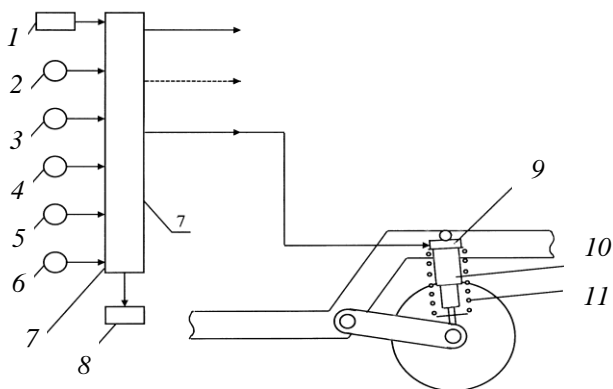
У випадку використання торсійної підвіски, регулювання кліренсу можна здійснити, повертаючи за допомогою електродвигунів з редукторами шліцьові муфти кінців торсіонів, що було реалізовано, наприклад, на автомобілях «Паккард» 1956 р.

## **5.2. Системи керування силами опору демпфірувальних пристроїв**

Дані системи керування одержали поширення на легкових автомобілях з підвищеними вимогами до комфорту та безпеки руху на високих швидкостях. Вони перспективні для широкого застосування і на

Для КМ основними функціями систем, що розглядаються, є стабілізація положення кузова машини при розгонах, гальмуваннях, перемиканнях передач і проходженні поворотів на високій швидкості або різкому маневруванні, а також забезпечення необхідного зчеплення шин з дорогою. Якщо кузов машини, у силу описаних причин, починає осідати на передню або задню вісь, а також кренитися на той чи інший бік, опір ДП відповідних підвісок збільшується (зменшується), протидіючи моментам, що виникають, і положення корпусу машини стабілізується.

На рис. 5.6 подана типова система керування силами опору ГА з набором датчиків, що відповідають легковому автомобілю.

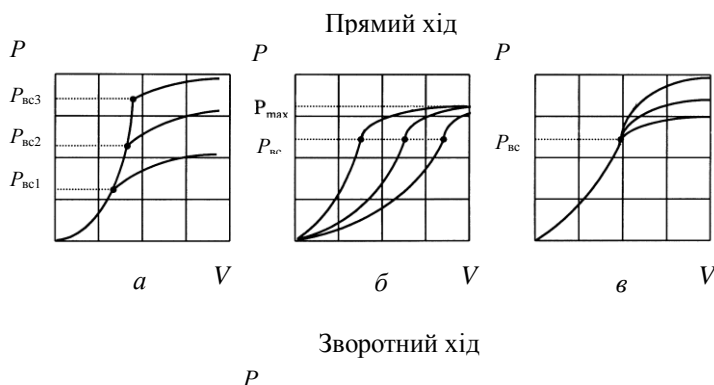


141

поздовжнім і поперечним кренам корпусу машини:

- 1 – перемикач режимів; 2 – датчик положення органа керування паливоподачею; 3 – датчик положення керма;
- 4 – датчик гальмування; 5 – датчик швидкості машини;
- 6 – датчик положення селектора коробки передач; 7 – ЕБК;
- 8 – індикатори режимів; 9 – виконавчі механізми зміни прохідних перетинів ГА; 10 – телескопічний ГА;
- 11 – ПЕ (пружина) підвіски

Залежно від сигналів зазначених датчиків ЕБК 7 виробляє той або інший керуючий сигнал на виконавчий механізм 9 зміни перетинів прохідних отворів ГА 10 тієї або іншої підвіски. Даний механізм може являти собою електродвигун з редуктором, який повертає золотник та змінює площу перетину отворів, у результаті чого опір ГА також змінюється. Іншим технічним рішенням виконавчого механізму зміни перетину прохідних отворів є використання електромагнітних клапанів. Час спрацьовування таких пристроїв становить 0,1...0,15 с. Можливі закони зміни характеристики ГА показані на рис. 5.7.



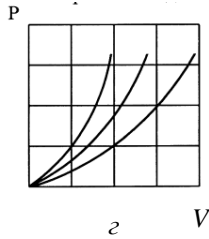


Рис. 5.7. Варіанти керування характеристиками ГА:

$P$  – зусилля на рухомій ланці (шток або лопать);

$V$  – швидкість переміщення рухомої ланки;

$a$  – регулювання зусиль  $P_{вс}$  відкриття клапана;

$б$  – регулювання на доклапанняй ділянці;

$в$  – регулювання на клапанній ділянці;

$г$  – регулювання характеристики зворотного ходу

З поданих варіантів керування характеристикою прямого ходу найбільш раціональним, особливо для застосування на ВГКМ, є варіант «а». Це пов'язане з тим, що регулювання тиску спрацювання клапана «відсічення» дозволяє в необхідній мірі змінювати зусилля на рухомій ланці на клапанній ділянці характеристики, а саме на цій ділянці ГА і працює найбільше при русі з високими швидкостями або у важких дорожніх умовах. Варіант «б» є найгіршим, тому що незалежно від керування більший проміжок часу ГА буде мати постійне зусилля близьким до  $P_{max}$ . Недоліком варіанта «в» є порівняно невеликий діапазон регулювання зусилля. Для досягнення найбільшого ефекту можливе застосування комбінованого керування. При зворотному ході підвіски характеристика ГА «г» обумовлена лише площею перетинів отворів, що працюють у цьому випадку.

Керування силами опору ГА не вимагає великих витрат енергії і забезпечує істотний виграш у якості підресорювання. Перспективним напрямком розвитку даних систем керування є застосування виконавчих механізмів, що працюють за принципом магнітореологічного ефекту. Вони будуть розглянуті у підрозд. 6.1.

### 5.3. Системи керування жорсткістю пружних елементів

Зміна приведеної жорсткості ПЕ, згідно з виразом (1.3) призводить до зміни власних частот вертикальних і поздовжньо-кутових коливань підресованого корпусу ВГКМ. Відповідно змінюються і резонансні швидкості руху. Це можна використати для того, щоб з дорезонансної зони швидкостей, минаючи резонанс, шляхом зміни приведеної жорсткості ПЕ відразу переходити в зарезонансну зону швидкостей.

На рис. 5.8. показана амплітудно-частотна характеристика поздовжньо-кутових коливань корпусу ТЗ, що ілюструє даний процес. Зі збільшенням швидкості руху по заданому профілю нерівностей (або при зменшенні відстані між нерівностями) можна шляхом зменшення приведеної жорсткості підвіски від величини  $C_{п2}$  до величини  $C_{п1}$ , забезпечити поздовжньо-кутові коливання підресованого корпусу на мінімальному рівні. При цьому зміна приведеної жорсткості відбувається на швидкості  $V_{п}$ , що обумовлена круговою частотою зовнішнього збурювання  $\omega_{п}$ , і не повинна приводити до виходу власних частот за допустимі межі.

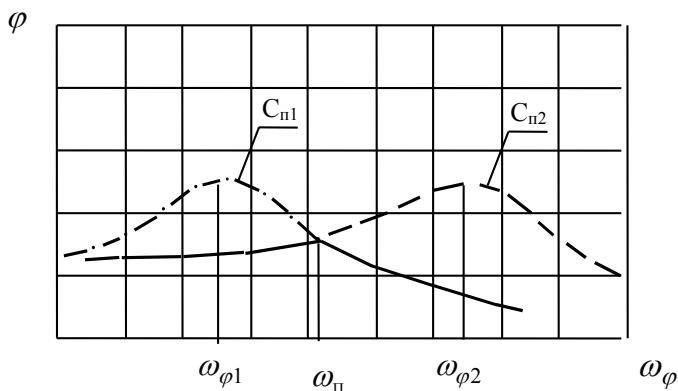


Рис. 5.8. Амплітудно-частотна характеристика поздовжньо-кутових

коливань підресореного корпусу ТЗ:

$\omega_{\phi 1}$ ,  $\omega_{\phi 2}$  – власні частоти при приведених жорсткостях

підвіски відповідно  $C_{п1}$  та  $C_{п2}$  ( $C_{п1} < C_{п2}$ );

$\omega_{п}$  – частота зовнішнього збурювання, при досягненні

якої необхідно змінювати приведену жорсткість підвіски;

— — — — — амплітудно-частотна характеристика при керуванні  
приведеною жорсткістю ПЕ

На рис. 5.9 подана система керування жорсткістю ГПП. Залежно від інформації, що надходить від датчиків 1...5, ЕБК 7 виробляє керуючий сигнал на електромагнітний клапан 9, який або з'єднує гідравлічні порожнини ППР 10 і додаткового пневмoeлемента 8, тим самим зменшуючи жорсткість підвіски, або роз'єднує їх, у результаті чого жорсткість збільшується. Час спрацювання системи становить 0,05...0,1 с.

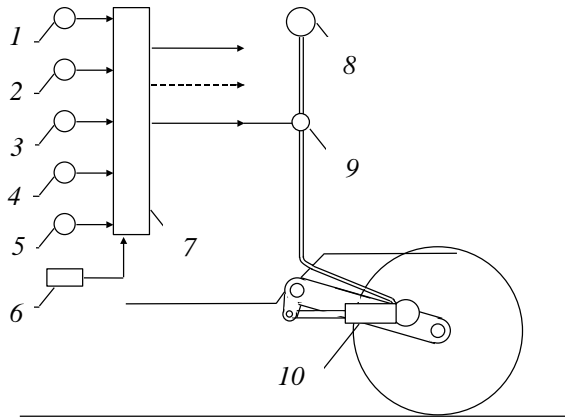


Рис. 5.9. Система керування жорсткістю ГПП:

1 – датчик кута повороту керма; 2 – датчик поздовжнього

прискорення; 3 – датчик поздовжнього кута нахилу кузова;

4 – датчик тиску в гальмівній системі; 5 – датчик швидкості

машини; 6 – вибір режиму; 7 – ЕБК; 8 – додатковий пневмогідравлічний елемент; 9 – електромагнітний клапан; 10 – одноступінчаста ППР

Приведену жорсткість  $C_{\Pi}$  можна змінювати і за допомогою керування кінематикою напрямних пристроїв підвіски. При цьому змінюється саме приведена жорсткість підвіски, а жорсткість ПЕ залишається постійною. Зазвичай це досягається особливим розташуванням важелів напрямних пристроїв і служить для збільшення приведеної жорсткості наприкінці динамічного ходу та зниження ймовірності пробою підвіски. Для цієї ж мети служать спеціальні буфери або, наприклад, додатковий набір листових ресор, що використовуються у підвісках задніх коліс вантажних автомобілів, який вступає в роботу наприкінці динамічного ходу, при їзді у важких дорожніх умовах, а також при повному завантаженні машини.

Необхідно відзначити, що керування тільки жорсткістю ПЕ може на деяких режимах руху викликати збільшення поздовжньо-кутових і поперечних коливань підресованого корпусу машини. Тому такі системи зазвичай застосовують у комбінації із системами регулювання кліренсу та керування силами опору ДП.

## **5.4. Комплексні системи керування та активна підвіска**

Для досягнення найкращих результатів при керуванні характеристиками СП необхідно одночасне регулювання як сил опору, ДП кожної підвіски, так і жорсткості їх ПЕ у комбінації з контролем і керуванням величиною кліренсу.

На рис. 5.10 показаний варіант такої комплексної системи керування характеристиками ГПП легкового автомобіля. Аналізуючи інформацію, що одержується від датчиків 1...5, ЕБК 6 видає керуючі сигнали для кожної підвіски, а саме:



- на електропневмоклапан 10, який з'єднує ресивер 9 з основним пневмоелементом 13, і, регулюючи об'єм і тиск в останньому, змінює кліренс машини;

- електромагнітний клапан 15, який з'єднує основний пневмоелемент 13 з додатковим пневмоелементом 12 і тим самим змінює жорсткість підвіски;

- на електродвигун з редуктором 11, який, повертаючи золотник, змінює площі прохідних отворів ГА 14 і тим самим регулює його сили опору.

Дана система керування дозволяє забезпечити максимальний комфорт, а також необхідну керованість, стійкість і безпеку руху з високими швидкостями та в екстремальних ситуаціях і умовах руху.

Принципово по-іншому працює система активного керування (активна підвіска), варіант якої подано на рис. 5.11.

За інформацією, що поступає від датчиків 1...7, включаючи датчик рельєфу місцевості, за допомогою гідроциліндра 8 підвіска з високою швидкодією встановлюється в положення, яке забезпечує стабілізацію підресореного корпусу машини при русі по нерівностях, розгонах, гальмуванні та у процесі повороту. Керування здійснюється електроклапаном 14, який підключає надпоршневую або підпоршневую порожнини гідроциліндра, залежно від керуючого сигналу, або до магістралі високого тиску (гідронасос 10, гідроаккумулятор 12, розподільник 13), або до магістралі низького тиску на злив у радіатор 11.

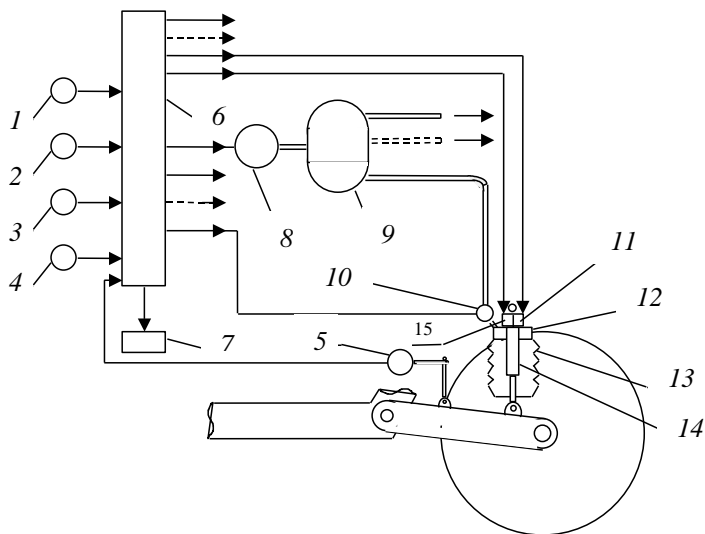


Рис. 5.10. Система комплексного керування характеристиками ГПП:

1 – датчик кута повороту керма; 2 – датчик швидкості машини; 3 – датчик прискорень у 3-х площинах; 4 – датчик органа керування паливоподачею; 5 – датчик ходу підвіски; 6 – електронний блок керування; 7 – індикація режимів роботи; 8 – електрокомпресор; 9 – ресивер; 10 – електропневмоклапан; 11 – електродвигун з редуктором; 12 – додатковий пневмoeлемент; 13 – основний пневмoeлемент; 14 – керований телескопічний ГА; 15 – електромагнітний клапан

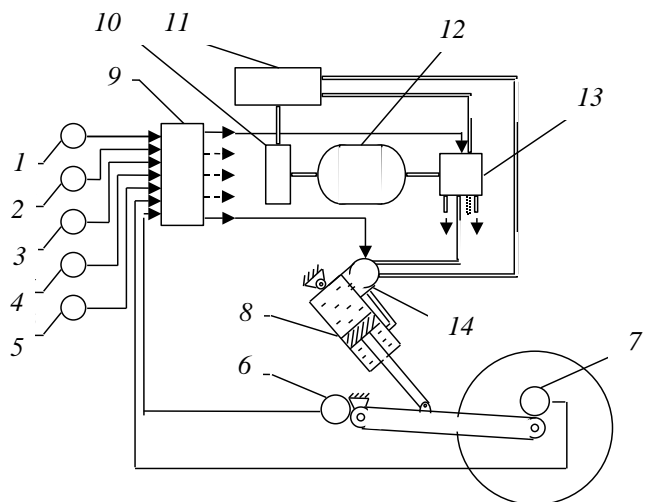


Рис. 5.11. Система активного керування характеристиками підвіски:  
 1 – датчик швидкості машини; 2, 3, 4 – датчики вертикального, поздовжнього та поперечного прискорення ц.в.;  
 5 – лазерний датчик рельєфу місцевості; 6 – датчик ходу підвіски; 7 – датчик вертикального прискорення колеса;  
 8 – гідроциліндр; 9 – електронний блок керування;  
 10 – гідронасос, що приводиться від двигуна; 11 – радіатор;  
 12 – гідроаккумулятор; 13 – розподільник по гідроциліндрах підвіски; 14 – електроклапан керування

Така система керування у загальному випадку дозволяє встановлювати підресорений корпус машини в будь-яке положення, незалежно від зовнішніх умов руху. Її істотним недоліком є велика потужність, необхідна для функціонування системи, що досягає 30 % від потужності двигуна ТЗ. Проте, подібні системи керування використовувалися на гоночних автомобілях «Формула 1», наприклад, фірм «Лотос» і «Вільямс», а також на дослідних зразках ВГКМ.

Таким чином, на цей час, у сфері розроблення систем керування характеристиками СП накопичений великий науково-технічний потенціал і подальше їхнє вдосконалювання йде шляхом зниження вартості та підвищення надійності. Цими процесами обумовлена поява оригінальних розробок, які будуть розглянуті у наступному розд.6. Додатково з розробками систем керування характеристиками СП можна ознайомитися у джерелах [1,99,113,116].

### **Контрольні запитання**

1. Як класифікуються системи керування характеристиками СП ТЗ?
2. Наведіть структурну схему системи керування характеристиками підвіски.
3. Опишіть системи керування величиною кліренсу і положенням підресореного корпусу машини.
4. Опишіть системи керування силами опору демпфірувальних пристроїв.
5. Опишіть системи керування жорсткістю пружних елементів.
6. Опишіть комплексну систему керування характеристиками СП.
7. Принцип роботи та структурна схема активної підвіски, її переваги та недоліки.

### **Завдання для самостійної роботи**

Використовуючи додаткову літературу, більш детально ознайомитися з досягнутим науково-технічним рівнем систем керування характеристиками СП ТЗ та проблемами, які стримують їх широке впровадження.

## **Розділ 6 | НОВІ ТЕХНОЛОГІЇ, МАТЕРІАЛИ І ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ РОЗРОБЛЕННІ ПЕРСПЕКТИВНИХ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

### **6.1. Перспективні розробки демпфірувальних пристроїв**

Розвиток ДП характеризується широким спектром винаходів, які можна поділити на дві великі групи: розробки, що мають нові оригінальні ТР при збереженні звичайного робочого середовища (робочої рідини у гідравлічних ДП і поверхонь тертя у фрикційних ДП), та розробки, що використовують альтернативне робоче середовище (текучі і тверді склади та матеріали). Мета розробок і застосування – усунути ті чи інші недоліки та придати пристроям, що розглядаються, нові, більш високі якісні показники.

У першій групі винаходів представляють інтерес ДП, в яких характеристики опору залежать не тільки від швидкості і (або) величини переміщення робочого органу, а і від частоти коливань, що демпфіруються. На рис. 6.1 зображено конструкцію одного з таких ГА [46].

Він містить корпус 1, робочу камеру 2, яка заповнена робочою рідиною і де ковзається поршень 3 із штоком 4, з головними прохідними отворами 5. Для демпфірування коливань шток поршня має осьовий отвір 6, у який виходить радіальний отвір 7. Груз 8, що регулює ступінь демпфірування, рухається в осьовому напрямку по осі поршня, супроти дії пружини 9. Обтюратор, що з'єднаний з цим грузом, частково або повністю перекриває радіальний отвір.

При виникненні резонансних коливань підресореного корпусу, груз 8, що коливається, перекриває радіальний отвір 7, тим самим збільшуючи опір ДП на несприятливих режимах руху ТЗ. Таким чином, дана конструкція регулює ступінь демпфірування залежно від частоти вимушених коливань підресореного корпусу, що дозволяє підвищити плавність руху та знизити теплову напруженість ДП.

Подібні ГА FSD (Frequenz Selektive Dampfung – частотно-селективне демпфірування) випускає фірма «Коні» [68].

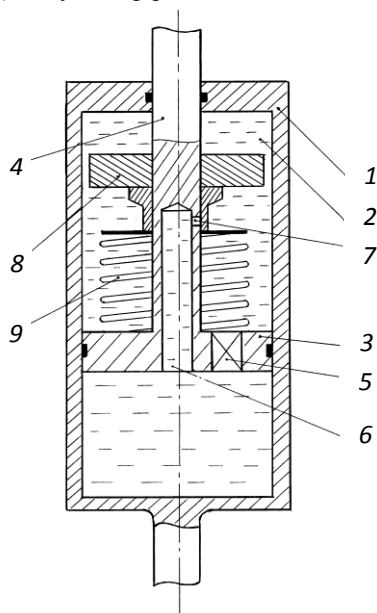


Рис. 6.1. Конструкція ГА, характеристики опору якого залежать від частоти коливань, що демпфіруються:

- 1 – корпус; 2 – робоча камера; 3 – поршень; 4 – шток;
- 5 – головні прохідні отвори; 6 – осьовий отвір;
- 7 – радіальний отвір; 8 – груз; 9 – пружина

Велику кількість винаходів складають ТР, у яких зроблено спробу використати у корисних цілях енергію коливань підресореного корпусу ТЗ, що поглинається ДП. Так, ДП, що описано у джерелі [47], містить акумулюючий резервуар з необхідними клапанами, пов'язаний з масляним баком та ГА. Енергія тиску масла, що створений в акумулюючому резервуарі при роботі ГА, приводить у дію виконавчий механізм. Але не вказано, що це за механізм та з яким К.К.Д він буде працювати.

Іншим технічним рішенням є застосування так званого «автонакачування». ГА обладнуються додатковим бачком з робочою рідиною, яка завдяки коливанням корпусу ТЗ у процесі руху автоматично підкачується в ГА при завантаженні машини або зливається назад у бачок при розвантаженні. Тим самим, без електроніки, датчиків, насосів і того подібного підтримується незалежний від завантаження кліренс ТЗ. Подібні ГА нової системи "Nivomat" вже випускає фірма "ZF" для 35 моделей сучасних автомобілів [110].

Широкий клас ДП складають газонаповнені ГА, в конструкцію яких включена порожнина, що містить газ під тиском. Застосування такого газового підпору дозволяє покращити демпфірувальні характеристики ГА, усунути спінення робочої рідини та використовувати його як додатковий ПЕ для оптимізації пружної характеристики підвіски [94].

Серед розробок другої групи, що використовують альтернативне робоче середовище, особливо перспективними є так звані магнітореологічні ГА, яким останнім часом приділяється багато уваги і які отримують широке розповсюдження [50,117]. Прикладом є ГА "MagneRide" відомої фірми "Delphi Corporation", що були представлені у 2003 р., які вже серійно застосовуються на декількох моделях автомобілів [68]. Компанією "MillenWorks" розроблено модифікацію автомобіля «Хаммер», де встановлено напівактивну підвіску з магнітореологічними ГА.

В основі роботи таких ДП лежить спроможність спеціальної магнітореологічної (магнітоцуттєвої) робочої рідини змінювати свою в'язкість, а відтак і зусилля опору, залежно від електромагнітного поля, що накладається. Використовується декілька типів такої робочої рідини. Це: по-перше – ферорідини, що являють собою колоїдні системи з дисперсністю твердої магнітної фази  $10^{-9} \dots 10^{-7}$  м; по-друге – магнітні суспензії з активним несучим середовищем (суспензії неколоїдних немагнітних часток у ферорідині); по-третє – магнітореологічні суспензії, що являють собою дисперсні феромагнетики з розміром часток твердої фази  $10^{-6} \dots 10^{-5}$  м; по-четверте – композитні магнітні текучі середовища. У загальному

випадку такі робочі рідини складаються з магнітної та (або) немагнітної дисперсійної фази, несучого середовища, стабілізаторів та інших інгредієнтів, що забезпечують їм необхідні фізико-хімічні характеристики та відзначаються ефективністю магнітореологічного ефекту і вартістю, яка може бути досить високою.

Типова конструкція керованого магнітореологічного ДП показана на рис. 6.2. Магніточуттєва робоча рідина проходить через керуючий елемент – магнітореологічний дросель, який є елементом дроселюючої системи ГА. У загальному випадку це гідроканал, розміщений в індукторі магнітного поля. Електричний струм у витках котушки індуктора створює магнітне поле, яке практично миттєво, за  $10^{-7} \dots 10^{-6}$  с, змінює в'язкість робочої рідини в каналі. Пропорційно зміні в'язкості змінюється перепад тиску в дроселі, функцією якого є зусилля опору ГА. Перепад тиску однозначно пов'язаний з величиною електричного керуючого сигналу, що забезпечує необхідне керування характеристикою ГА з швидкодією 0,01 с. Це на порядок вище, ніж у традиційних електрогідравлічних пристроях, що використовуються в керованих ДП ТЗ.

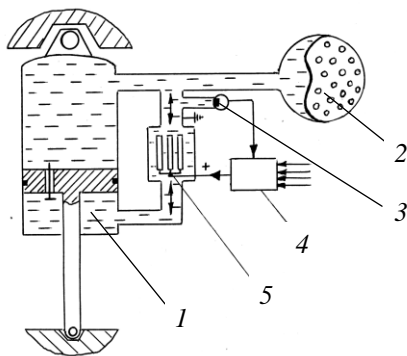


Рис. 6.2. Конструкція магнітореологічного ГА:

- 1 – корпус ГА; 2 – пневмокамера газового підпору (компенсаційна камера); 3 – датчик тиску;
- 4 – електронний блок керування;
- 5 – магнітореологічний дросель



Магнітореологічний ефект є простим та ефективним засобом стикування електричних керуючих сигналів з гідравлічними каналами об'єктів керування, за умови використання як робочої рідини спеціальної магнітореологічної суспензії. ДП, що використовують магнітореологічний ефект, мають такі переваги як: високу швидкодію, простоту та технологічність конструкції, відсутність механічних рухомих елементів, високу надійність і стабільність, можливість реалізації будь-якого закону керування характеристиками на прямому та зворотному ходах підвіски, безпосереднє керування від ЕБК при мінімальній кількості проміжних каскадів посилення керуючого сигналу.

Недоліками таких ДП є абразивність магнітних текучих середовищ, що приводить до зносу пар тертя, а також досить висока їх вартість.

Позбутися даних недоліків можна застосувавши магнітореологічні еластоміри (МРЕ). У роботах [28,36] автором було розглянуто і доказано принципову можливість застосування таких еластомірів для реалізації керування приведеною жорсткістю та демпфірувальними властивостями підвіски. У роботі [19], для керування жорсткістю торсійної підвіски колісного бронетранспортера, було запропоновано пружні шарніри важелів з гумовими втулками замінити на спеціальні шарніри, що мають втулки з МРЕ. Процес керування відбувався шляхом створення у даних втулках магнітного поля, завдяки чому змінювалися модулі пружності і втрат МРЕ, а отже й жорсткість та демпфіруючі властивості підвіски у цілому.

У результаті проведених досліджень було обґрунтовано застосування МРЕ у вузлах підвіски перспективних і серійних ВГКМ та запатентовано нові ТР. Більш докладно дані питання будуть розглянуті у підрозд. 9. 2, 9.3.

У великій частині винаходів з перспективних ДП зроблено спробу як робоче середовище застосувати дещо інші матеріали.

Так, у ГА [9] робоче середовище являє собою гомогенну пасту, що складається з тонкодисперсного твердої речовини, термостабільного простого полігліколя, складного ефіру полігліколя і

насиченого складного ефіру карболової кислоти або силіконового масла.

Трохи інший склад має робоча рідина за патентом [87]. Вона являє собою пластичну однорідну графітову пасту зі змістом 0,1...8,0% змочувального компонента, 0,1...10 % грузлого компонента і 40...70 % рідини, обраної із групи, утвореної полігліколевим простим ефіром, ароматичним складним ефіром карбоксильної кислоти та аліфатичним складним ефіром карбоксильної кислоти.

Запатентовано варіант конструкції ДП із демпфірувальним середовищем у вигляді твердої маси із часток силіконового каучуку, яка стискається [85]. Він зображений на рис. 6.3. Аналогічне в'язкоеластичне середовище ДП запропоновано у джерелі [80].

Розглянуті ТР мають на меті, за рахунок застосування нового робочого середовища, підвищити температурну стабільність характеристик ДП і спростити конструкцію його ущільнень.

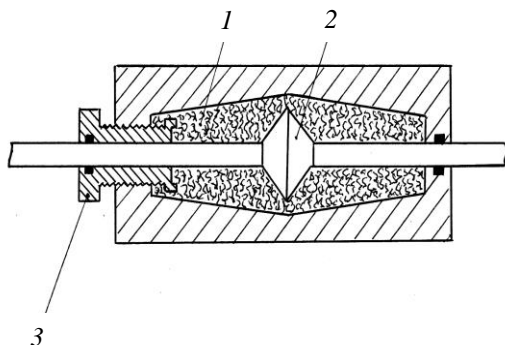


Рис. 6.3. Конструкція ДП з робочим середовищем з часток силіконового каучуку:

- 1 – частки силіконового каучуку; 2 – поршень;
- 3 – регулюючий пристрій

У розвиток ідеї спрощення ущільнень були запропоновані ТР, що дозволяють обійтися практично без них. Із цією метою робоче середовище виконувалося у вигляді суцільних профільованих елементів. На рис. 6.4. подано ДП автомобіля [77], де лопать на прямому і зворотному ході поперемінно стискає профільовані

елементи, закріплені в обоймі. Запатентовано аналогічне рішення у вигляді еластомірного ДП з порожнинами, що проходять у поперечному щодо осі навантаження напрямку [45].

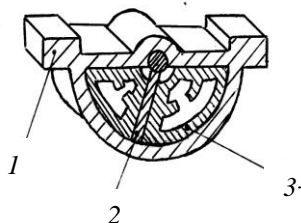


Рис. 6.4. Конструкція ДП з робочим середовищем у вигляді профільованих елементів:

1 – обойма; 2 – лопать; 3 – профільований еластичний елемент

Використання в'язкоеластичного середовища часто дозволяє сполучити функції ПЕ і ДП в одному вузлі. Однак поки що такі ТР знаходили застосування в основному лише на порівняно дешевих легкових автомобілях.

На рис. 6.5. показано конструкцію механічного інерційного ДП, що містить два елементи 1 і 2 з можливістю відносного переміщення і два інерційних елементи 3 і 4, установлених з можливістю вільного обертання [86]. Перші елементи зв'язані із другими за допомогою сполучного пристрою так, що при відносному переміщенні перших елементів в одному напрямку буде відбуватися обертання першого інерційного елемента. При відносному переміщенні в іншому напрямку буде обертатися другий інерційний елемент. Інерційні елементи зв'язані між собою механізмом 5 так, що при обертанні одного з них із числом обертів, меншим певного значення, другий елемент приводиться в обертання. При спробі обертання другого елемента із числом обертів, що перевищують зазначене значення, здійснюється гальмування перших двох зазначених елементів.

З наведеного опису можна зробити висновок, що подібні ДП не одержали і навряд чи одержать широке розповсюдження в силу складності конструкції і виготовлення, а також великої ваги.

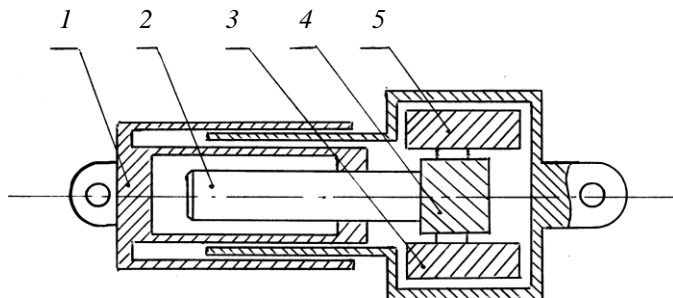


Рис. 6.5. Конструкція механічного інерційного ДП:

1 – корпус; 2 – шток; 3,4 – інерційні елементи;  
5 – з'єднуючий механізм

ТР з рекуперації енергії коливань корпусу ТЗ запропоновано в джерелі [2]. ДП містить механізм перетворення зворотно-поступального руху в обертальний, який складається з маховика, пов'язаного з генератором, вертикального різьбового вала, шарнірно зв'язаного з важелем підвіски, та органу, що зв'язує вал з маховиком. Останній виконано у вигляді кілець з різними моментами інерції. Недоліками такої конструкції є велика вага, складність виготовлення та забезпечення раціональних параметрів демпфірування.

Для зменшення непідресорених мас фірми «Контіненталь» і «Монро» розробили газові амортизатори, де замість робочої рідини використовується повітря. Стверджується, що при порівняннях з ГА характеристики, вони набагато легші [68].

Великий інтерес представляє наступна розробка. Фірма "Bose" (виробник аудіосистем) створила і успішно випробувала підвіску BSS (Bose Suspension System), де замість звичайних ДП використовуються лінійні електродвигуни, які гасять коливання кузова автомобіля, споживаючи енергію бортової мережі. Крім того, на деяких режимах вони працюють як генератори, виробляючи та запасуючи енергію в

буферній батареї суперконденсаторів. Стверджується, що в результаті дана підвіска споживає електроенергії на 30 % менше, ніж кліматична установка. На думку розроблювачів, така електропідвіска в найближчі роки зможе витиснути звичайні ДП [67].

## **6.2. Перспективні розробки пружних елементів**

Найбільш популярними на цей час ПЕ підвіски ТЗ залишаються пружини, які легше і компактніше від ресор та дешевші від торсіонів. Для забезпечення нелінійної пружної характеристики їх роблять бочкоподібними (фасонними) або (і) використовують пруток із змінним перерізом [95]. З такою ж метою із змінним перерізом виконують і однолистові ресори (автомобіль Фіат-Добло), а як матеріал, для облегшення, використовують армований пластик (автомобіль Вольво-940). До цього ж типу ТР можна віднести і ресору з композитного матеріалу на базі синтетичної смоли з підсилювальними волокнами [44].

Для танка М-60А1 (США) було розроблено торсіони композитної конструкції (пластмаса + метал), які мали ресурс на рівні звичайних металевих торсіонів і при цьому забезпечували зниження ваги машини на 370 кг. Їхнім недоліком на той час була більша у шість разів вартість [42].

У джерелі [48] описана конструкція гнучкого сталевого колеса (винахідник Л. Малкін), що дозволяє амортизувати удари з боку нерівностей, обгинати їх, тим самим зменшуючи питомий тиск на ґрунт. У відрізу сталеві труби робляться прорізи під кутом до утворюючої, одна – з одного кінця, наступна – з іншого і так далі. «Зуби», що вийшли, мають прямокутний перетин і під навантаженням працюють як торсіони – на скручування. Сталева «шина» монтується на спиці спеціальної конструкції. Отримано патенти і виготовлено дослідні зразки.

Запатентована новітня технологія Tweel концерну «Мішлен». У колесі з гуми зроблений тільки протектор, що забезпечує зчеплення з дорожнім покриттям; під ним – пружні спиці, що мають змогу досить сильно деформуватися. Ці спиці, що становлять ноу-хау, на думку

розроблювачів, зможуть замінити звичайні ПЕ. На випробуваннях дане колесо, завдяки меншому опору кочення, забезпечило 5 % економії палива і у п'ятеро більш високу бокову жорсткість, ніж звичайна шина. Такі колеса вже випускаються для тихохідних екіпажів (навантажувачів, крісел-колясок), а також були представлені на виставці в Детройті у 2005 р. на автомобілі Ауді-А4 [8].

У цьому ж джерелі описане безповітряне колесо "Airless", що проходить ходові випробування. Конструкція за своєю ідеєю – обійтися без повітря – нагадує колесо інженера Л. Малкіна (див. вище), хоча форма пружних поясів, їх матеріал і спосіб кріплення до обідів в них різні. Як стверджують фахівці «Мішлен», колесу не страшні не тільки проколи, але й поломка декількох пружних поясів.

У джерелі [109] запропоновано для підвищення плавності ходу, при модернізації військових ГМ, зменшити жорсткість середніх підвісок з відповідним збільшенням їх статичних ходів. Рекомендації підтверджено розрахунками та експериментальними дослідженнями на ходових макетах.

У роботі [96] розглянуто доцільність застосування ГПП на танку. Проведено аналіз потенційних переваг ГПП над торсіонною підвіскою в аспекті забезпечення прогресивної пружної характеристики, більших динамічних ходів підвіски, суміщення в одному вузлі ПЕ і ДП, а також досвіду доводки ГПП серійних військових ГМ. Даний аналіз показав, що застосування ГПП на танках потребує використання ТР, які збільшують габарити і вагу підвіски на 15...20 % та знижують надійність СП. Робиться висновок: застосування ГПП на основному танку доцільно лише при її використанні як виконуючого органу системи стабілізації корпусу танка, особливо у випадку нетрадиційної компоновки машини.

У джерелі [72] подана інформація про розробку у США поршневої гідравлічної підвіски для легких військових ГМ. Як робоче середовище використана рідина, що містить кремній. Тиск у підвісці складає до 125 мПа. Підвіска розташована ззовні машини, діаметр поршня – 50 мм, діаметр штока – 37 мм. Зміна характеристик підвіски відбувається за допомогою системи регулювання положення корпусу машини, яка розташована в середині його.

### **6.3. Перспективні розробки напрямних пристроїв, рушія і ходової частини в цілому**

У роботі [43] відмічається, що при модернізації сучасних військових ГМ спостерігається постійна тенденція вдосконалення силових установок і трансмісій, яка спрямована на збільшення середніх швидкостей руху. Як правило, це призводить до суттєвого збільшення маси машини, зниження якості підресорювання та виникнення обмежень по СП, що робить неможливим реалізації потрібних середніх швидкостей. Досвід модернізації СП танків Т-64 і Т-72 довів, що для підвищення якості СП недостатньо звичайних засобів модернізації торсійних валів та ГА, а необхідне внесення кардинальних змін, як у конструкцію ХЧ, так і конструкцію корпусу машини, що є трудомістким та вартісним процесом.

Аналіз розвитку напрямних пристроїв СП ВГКМ показав, що залежні підвіски на цей час майже повністю витіснені незалежними. Найбільш поширеними є підвіски на здвоєних поперечних або поздовжніх важелях (балансирах) та підвіски типу Мак-Ферсон (стояки, що качаються). Крім цього, на некерованих колесах КМ отримують розповсюдження багатоважельні напрямні пристрої, часто з ефектом підрулювання, які забезпечують оптимальне положення колеса в горизонтальній та вертикальній площинах [12,13,69].

Але найбільший інтерес викликають нетрадиційні ТР, що застосовуються при конструюванні спеціальних ТЗ або розробленні прототипів перспективних ТЗ.

У першу чергу, до даного напрямку варто віднести конструкції, у яких робиться спроба вирішення однієї з найбільш важкорозв'язних проблем, що стосується СП ВГКМ. Вона полягає у створенні простого, надійного, працездатного пристрою, який дозволяє, з одного боку, ефективно гасити коливання корпусу, а з іншого – не розсіювати їхню енергію у вигляді тепла, а повертати в систему і якимось чином корисно використовувати. Це дозволить підвищити паливну економічність, бо енергія, що затрачується на коливання корпусу машини, в кінцевому підсумку підводиться від двигуна. Особливо це є актуальним при руху по розбитих дорогах і на місцевості.

На рис. 6.6 показана підвіска для всюдихідного ТЗ [3], що містить пристрої для зниження коливань підресореного корпусу машини. За допомогою цих пристроїв енергія коливань відбирається і підводиться до системи знову із зрушенням за фазою. Згадані пристрої містять пристрій  $V$ , що блокує, який керується пристроєм  $S_r$ . Пристрій  $V$  блокує щонайменше один з декількох послідовно включених ПЕ  $F_1$  і  $F_2$  у мертвій точці коливань корпусу  $M$ , залежно від зусилля і/або напрямку, часу, переміщення, швидкості та пришвидження. При досягненні корпусом  $M$  статичного положення пристрій, що блокує, звільняє ПЕ. Таким чином, енергія, що запасена ПЕ, повертається в коливальну систему в момент часу, коли вона найменше сприяє подальшому розгойдуванню підресореного корпусу.

У джерелі [49] подана експериментальна ГПП танка, особливістю якої є поєднання пневматичного, без розділювача між азотом та робочою рідиною, ПЕ в балансірі з багатодисковим фрикційним амортизатором. Маса вузла підвіски з амортизатором 220 кг, без нього – 91 кг. Динамічний хід підвіски дорівнює 380 мм, статичний – 150 мм. Підвіска забезпечує високу плавність ходу та знижує діючі зусилля при мінному підриві і наїзді на нерівності на великій швидкості.

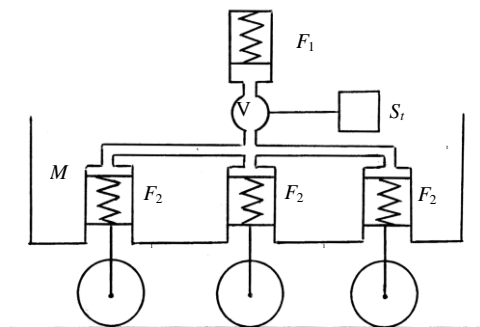


Рис. 6.6. Підвіска для всюдихідного ТЗ:

$M$  – корпус ТЗ;  $F_1$ ,  $F_2$  – пружні елементи;

$V$  – пристрій, що блокує;  $S_r$  – пристрій керування



У джерелі [115] описано три прототипи ТЗ, що працюють на водні або на електроенергії та мають оригінальну ходову частину. У середині кожного мотор-колеса "Active Wheel" фірми «Мішлен» розмістились тяговий електродвигун з водяним охолодженням, пружини підвіски, активний електроамортизатор, дискові гальма та електрорульовий привід. Активна електропідвіска повністю усуває клювки кузова при розгонах і гальмуванні та поперечні нахили при поворотах. Демпфірування коливань не відрізняється від традиційної підвіски, а ТЗ мають можливість у широких межах міняти кліренс, присідати на будь-яке колесо і змінювати поведінку в повороті.

Аналогічна конструкція мотор-колеса фірми "Siemens" VDO описана в джерелі [55]. У середині кожного мотор-колеса, окрім вище згадуваних вузлів, розміщуються електромеханічні гальма, а для демпфірування коливань використовуються соленоїди. Стверджується, що за допомогою комп'ютера вони зможуть забезпечити будь-яку демпфірувальну характеристику.

При використанні електричних мотор-колес збільшуються невіднесорені маси, що погіршує плавність ходу, стійкість і керованість автомобіля. Для зниження їхнього шкідливого впливу фірма «Бріджстоун» розробила динамічний демпфер. Підвішений всередині колеса електромотор коливається у протифазі з коливаннями самого колеса, в результаті при додаванні вони взаємно знищуються [66].

У джерелі [60] поданий новий колісний рушій «Ейртрекс» (Airtrax) автотранспортувача «Сайдвіндер» (Sidewinder), запатентований у Швеції і реалізований у США, що дозволяє машині маневрувати довільним чином і рухатися в будь-якому напрямку. На моточині, під кутом, встановлено кілька бочкоподібних котків, кожен з яких обертається навколо своєї осі. Напрямок руху цілком залежить від співвідношення кутових швидкостей і напрямку обертання окремих колес. Замість керма використовується джойстик.

### **Стислі висновки**

1. Розвиток конструкцій підвісок іде у декількох перспективних напрямках, що мають на меті підвищення комфортабельності,

керованості та функціональних властивостей ТЗ і, зокрема, ВГКМ. Це оплачується зростанням ваги, високою складністю та вартістю.

2. Пошук нового, того чи іншого ТР, а тим паче нового ФПД вузла підвіски, відбувається хаотично та навамання, а виявлення перспективних напрямків – випадковим. Відсутнє теоретичне обґрунтування цього процесу.

3. Досить часто в інженерів виникає питання: чи настільки нові складні конструкції та їх електронні системи забезпечують кращі характеристики СП, порівняно із звичайними рішеннями, наскільки вони дорожче.

### **Контрольні запитання**

1. На які групи розподіляються перспективні розробки ДП СП ТЗ?
2. Опишіть принцип дії і конструкцію ГА, що регулює ступінь демпфірування залежно від частоти вимушених коливань підресореного корпусу.
3. Опишіть принцип дії і конструкцію магнітореологічного ГА та його переваги і недоліки.
4. Які ФПД ДП реалізовані у запатентованих конструкціях, що описані у даному розділі?
5. Якими є перспективні розробки ПЕ та їх ФПД?
6. Як можна підвищити паливну економічність ВГКМ, що визначається характеристиками їх СП?
7. Які переваги та недоліки застосування мотор-коліс та розміщення вузлів СП всередині коліс?

### **Завдання для самостійної**

Використовуючи наведену літературу і патенти та власний пошук, більш детально ознайомитися з новими сучасними нетрадиційними напрямками розвитку вузлів СП ТЗ, провести їх класифікацію та оцінити перспективи застосування.

## **Розділ 7 | ФУНКЦІОНАЛЬНО-ФІЗИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН**

Для визначення нових перспективних напрямків подальшого розвитку СП ВГКМ необхідно провести глибокий функціонально-фізичний аналіз роботи їх складових частин, з'ясувати взаємозв'язки даних частин між собою і з об'єктами навколишнього середовища та отримати цілну уяву про ТС, що розглядається, на рівні фізичних операцій перетворення і ФЕ, що використовуються. Даний функціонально-фізичний аналіз і побудовані конструктивна та потокова функціональні структури СП ВГКМ є основою методології пошуку їх нових ефективних ФПД і ТР.

### **7.1. Ідеальна система підресорювання: ознаки, опис та необхідні умови для її реалізації**

Як згадувалося у підрозділі 1.1, будь-яку ТС можна охарактеризувати ФПД, ТР, що його реалізує, і вектором проектних параметрів, що описують дане ТР. Відповідно до закону прогресивної еволюції ТС перехід від покоління до покоління викликаний усуненням головних дефектів, які у свою чергу пов'язані з жорсткістю вимог до ТС, а також поліпшенням критеріїв і показників її розвитку. Зазначений перехід стає можливим лише за наявності необхідного науково-технічного рівня та соціально-економічної доцільності і, як правило, відбувається шляхом послідовного здійснення трьох циклів:

- знаходження глобально оптимального вектора проектних параметрів для заданого ТР і ФПД, що використовується (цикл «А»);
- знаходження глобально оптимального ТР (для заданого ФПД), з наступним новим виконанням циклу «А» (цикл «Б»);
- знаходження глобально оптимального ФПД, що здійснюється на основі використання фондів відомих ФЕ і явищ, з наступним послідовним виконанням циклів «Б» і «А» (цикл «В»).

Сформулюємо поняття ідеальної СП та розглянемо її ознаки і вимоги до неї [41].

Ідеальною СП ВГКМ і ТЗ взагалі є СП, що на місцевості, близькій до горизонтальної, дозволяє рухатися по всіх можливих дорожніх профілях нерівностей без коливань підресореного корпусу машини, а у випадку місцевості з пагорбами – долати підйоми та спуски з мінімальними пришвидшеннями, швидкостями і зміною положення даного корпусу. Отже:

1) реакції, що діють на підресорений корпус ВГКМ з боку ХЧ, або не змінюються, або їх зміна не приводить до виникнення його помітних коливань;

2) СП заздалегідь знає, яку нерівність (виступ або западину, підйом або спуск) вона дозволить пройти без коливань підресореного корпусу, а яку – ні; в останньому випадку СП забезпечує подолання даної нерівності з мінімальними амплітудами, швидкостями та пришвидшеннями підресореного корпусу;

3) виникнення сил інерції при розгоні, гальмуванні, маневруванні, а також віддача при пострілі та ін. не викликають коливань підресореного корпусу.

Додаткові вимоги: ідеальна СП повинна забезпечувати низьке енергоспоживання або повну його відсутність, бути простою, надійною, довговічною, ремонтпридатною, мати невисокі вартість виготовлення та експлуатаційні витрати, а також забезпечувати гарну керованість і стійкість ВГКМ при маневруванні.

Для виконання 1-ї з описаних вимог, необхідно:

1) у випадку незалежної підвіски:

а) ПЕ або підвіска у цілому повинні забезпечувати постійну «нульову» приведену жорсткість на рівні статичного навантаження, у достатньому діапазоні зміни динамічного ходу ОВ рушія;

б) ДП виконують допоміжну роль, не викликаючи збурення коливань підресореного корпусу;

в) напрямні пристрої, разом з ПЕ, забезпечують необхідну «нульову» приведену жорсткість підвіски, а також таке положення ОВ щодо дорожнього профілю, яке задовольняє вимогам щодо керованості та стійкості руху;

2) у випадку залежної підвіски і не «нульової» приведеної жорсткості окремі ОВ повинні бути зв'язані один з одним таким

чином, щоб зміна реакції ґрунту на одних ОВ компенсувалася відповідною зміною реакцій на інших.

Для виконання 2-ї вимоги необхідно:

1) заздалегідь, шляхом використання датчиків рельєфу місцевості, сканерів та ін., одержувати інформацію про характер дорожнього профілю, або дану інформацію з необхідною швидкістю повинен надавати водій;

2) оцінювати можливість проходження виявлених нерівностей тільки за рахунок динамічного ходу підвіски та, якщо буде потреба, на великих нерівностях, починати заздалегідь змінювати положення підресованого корпусу машини для забезпечення його мінімальних амплітуд, швидкостей і прискорень при подоланні таких нерівностей.

Для виконання 3-ї вимоги необхідно миттєво або заздалегідь компенсувати зазначені впливи відповідними реакціями з боку вузлів СП.

Введення поняття ідеальної СП та її опис служить еталоном, до якого необхідно прагнути при пошуку нових ефективних ФПД і ТР СП ВГКМ та ТЗ у цілому.

## **7.2. Системний аналіз критеріїв розвитку і показників якості систем підресорювання; головний узагальнений показник ефективності систем підресорювання**

При розробленні та проектуванні нових поколінь вузлів СП ВГКМ необхідно оцінити їх існуючий технічний рівень, досягнутий кращими світовими зразками. Це дасть можливість на етапі формулювання технічного завдання, сформулювати список недоліків, який буде основою списку вимог, що дозволить, за умови його виконання, досягти і перевершити кращі світові досягнення. Рівень ТС прийнято оцінювати критеріями розвитку та показниками якості.

Розвиток більшості ТС визначається чотирма відомими групами критеріїв [92]. Це групи функціональних, технологічних, економічних і антропологічних критеріїв кожна з яких містить у собі чотири підгрупи показників якості. Відомі вимоги, окремі критерії розвитку та показники якості СП ВГКМ, що використовуються при їхньому проєк-

туванні, оціненні технічного рівня та порівнянні з іншими виробами [17,56]. Існують варіанти комплексних показників технічного рівня, які враховує показники вогневої міці, захищеності, рухомості та експлуатаційно-технічних можливостей.

Проведемо на основі системного підходу аналіз критеріїв розвитку та показників якості СП ВГКМ і розробимо методологію системного оцінення її технічного рівня, з метою подальшого використання даної методології при створенні нових поколінь виробів [31].

Під процесом створення нових поколінь будемо розуміти знаходження нових ФПД і ТР ПЕ та ДП, їх структурну і параметричну оптимізацію на основі застосування сучасних методів проектування, а також створення і використання нових матеріалів з необхідними властивостями.

***Удосконалювання СП ВГКМ спрямоване на поліпшення умов роботи екіпажа, зниження динамічної навантаженості вузлів ХЧ і устаткування, що встановлюється, забезпечення ефективної стрільби з ходу, підвищення середніх швидкостей руху на місцевості, зниження втрат енергії в ДП та ХЧ у цілому, зменшення її питомої маси, підвищення безвідмовності, довговічності, протимінної стійкості і відтворення в польових умовах.***

Проведемо аналіз і оцінимо технічний рівень СП ВГКМ, використовуючи зазначені вище групи критеріїв розвитку. При визначенні кількісних значень показників якості будемо виходити з величин, що досягнуті на кращих світових зразках або задають при розробленні перспективних виробів.

### **I. Група функціональних критеріїв.**

Дані критерії відображають якість реалізації основних функцій СП. Кількісно їх можна охарактеризувати показниками якості, які розподілимо по наступних групах факторів: продуктивності, точності, надійності та факторові спеціальних вимог.

**1. Фактор продуктивності.** Будемо вважати, що даний фактор характеризується наступними показниками якості:

1.1. Швидкісна характеристика СП (підрозд. 1.3), тобто залежність висоти нерівностей, що долається без пробойів підвіски або з вертикальними пришвидженнями, які не перевищують допустимі (див.

ергономічні показники, підрозд. 1.2), від швидкості руху. Дана характеристика будується розрахунковим шляхом для випадку руху по найбільш несприятливому гармонійному профілю або експериментальним шляхом при русі по штучних нерівностях регульованої висоти, профіль яких близький до гармонійного. Досягнутий кращими світовими серійними зразками ВГКМ максимальний рівень висоти нерівностей на резонансному режимі  $h_{\text{рез}}$ , що долається із зазначеними вище обмеженнями, становить трохи більший за 0,2 м. Виходячи з функцій розподілу висот нерівностей ґрунтових доріг і доріг, найжджених ВГКМ, імовірність зустрічі нерівностей з висотою, не більше зазначеної становить 0,73...0,8 [17]. Для збільшення імовірності безпечного проходження нерівностей, що зустрічаються, до величини 0,9, СП повинна забезпечувати прохідну висоту нерівностей на резонансному режимі не меншу за 0,25...0,31 м, що практично недосяжно для існуючих конструкцій ПЕ та ДП.

1.2. Середня швидкість  $V_{\text{сер}}$  руху ВГКМ на місцевості. Даний показник, досягнутий кращими світовими зразками військових ГМ, становить 13,89...15,28 м/с (50...55 км/год), а максимальна швидкість руху по рівних дорогах 19,44...22,22 м/с (70...80 км/год). У технічних завданнях на розробку перспективних військових ГМ,  $V_{\text{сер}}$  задається на рівні 18,06 м/с (65 км/год), а максимальна швидкість руху до 27,78 м/с (100 км/год). Військові КМ, у силу особливостей ХЧ, як правило, мають, у порівнянні із ГМ, менші середні швидкості руху на місцевості та більші максимальні швидкості, що досягаються на дорогах з покриттям.

1.3. Швидкісний коефіцієнт  $K_{\text{сп}}$  якості СП (підрозд. 1.3). Визначається як  $K_{\text{сп}} = V_{\text{сер.сп}}/V_{\text{сер.дв}}$ ; де:  $V_{\text{сер.сп}}$  – середня швидкість при русі по найбільш несприятливо розташованих нерівностях з урахуванням обмежень по СП (пробой підвіски відсутні, вертикальні пришвидшення не перевищують допустиму величину та ін.);  $V_{\text{сер.дв}}$  – середня швидкість, обумовлена тільки тяговими властивостями машини, без урахування обмежень по СП [17]. Для перспективних ВГКМ необхідно прагнути до значення  $K_{\text{сп}} \geq 0,95$ .

1.4. Погодженість характеристик СП, силової установки, трансмісії та комплексу озброєння. Характеристики СП, силової установки

та трансмісії мають бути взаємно погоджені для забезпечення максимальної середньої швидкості руху, при їх мінімальних габаритах і масі. Існують методики оцінення рухомості ГМ за трьома швидкісними характеристиками, які обумовлені окремо взятими тягово-динамічними якостями, характеристиками СП і повороткістю машини. Питання погодженості характеристик СП і комплексу озброєння потребує окремого детального дослідження.

1.5. Енергоємність  $W_{\text{сп}}$  СП. Даний показник дорівнює сумі енергоємностей ПЕ, ДП, пружних і непружних буферів (ГП) і визначається їх характеристиками. Вважається, що енергоємність СП дозволяє досить повно характеризувати її досконалість, особливо для швидкохідних важких ВГКМ. Досягнутий кращими світовими серійними зразками ГМ рівень питомої енергоємності становить 0,00435...0,00755 кДж/кг. Простежуються тенденції збільшення сумарної та питомої енергоємностей, істотної зміни співвідношення енергоємностей ПЕ та ДП у бік збільшення частки останніх, шляхом збільшення кількості ДП, а також використання буферів, що демпфірують, з підвищеною енергоємністю.

1.6. Статичний і динамічний ходи підвіски. Дані показники дозволяють погодити енергоємність СП із її допустимою приведеною жорсткістю. Досягнутий максимальний рівень повного ходу становить 581 мм (статичний – 200 мм, динамічний – 381 мм) для першої підвіски основного танка М1 (США) 3-го післявоєнного покоління. Тенденція – підвищення енергоємності СП за рахунок збільшення динамічного ходу підвіски, хоча можливості в цьому напрямку для сучасних ВГКМ внаслідок існуючих обмежень уже майже вичерпано.

1.7. Приведена до ОВ жорсткість підвіски. Даний показник визначає власні частоти коливань підресореного корпусу, які мають відповідати ергономічним вимогам. Тенденція – зниження приведеної жорсткості підвіски до допустимих меж («м'яка» підвіска) за рахунок збільшення статичного ходу підвіски.

1.8. Превалювання вертикальних коливань над поздовжньо-кутовими. Даний показник характеризує ступінь рівномірності навантаження підвісок і ОВ, повноту використання їх енергоємностей, а також відображає можливість реалізації повної потужності двигуна.



**2. Фактор точності.** Будемо вважати, що даний фактор характеризується такими показниками якості:

2.1. Стабільність характеристик ПЕ та ДП. Даний показник відображає можливість ефективного використання результатів параметричної оптимізації зазначених вузлів, без застосування систем, що підвищують стабільність їх характеристик. Розкид параметрів при виготовленні і зміна характеристик ПЕ та ДП, залежно від режиму руху, умов навколишнього середовища, часу експлуатації і т. ін., знижує якість підресорювання та інші тактико-технічні характеристики.

Металеві ПЕ (ресори, пружини, торсіони) забезпечують необхідну точність пружної характеристики при виготовленні, її високу стабільність у процесі експлуатації, а також незалежність від зовнішніх умов (абразиву, вологості, температури та ін.). Лише при тривалій експлуатації спостерігається незначне осідання, що може бути легко компенсоване спеціальними регулюючими пристроями.

Телескопічні пневматичні ПЕ характеризуються нестабільністю пружної характеристики у процесі експлуатації, що викликано, по-перше, їх фізичною температурною чутливістю і, по-друге, змішуванням газу з робочою рідиною. У пневмоелементах з розділювачем поршневого типу останній згаданий фактор викликаний потраплянням абразиву та зношуванням пари тертя поршень-розділювач – циліндр, а для пневмоелементів з мембранним розділювачем – газовою проникністю мембран. Зазначені недоліки пневматичних ПЕ даного типу не усуваються за допомогою систем регулювання кліренсу або положення підресореного корпусу (при їхній наявності), оскільки вони у цьому випадку, як правило, гідравлічні.

Гумовокордні пневматичні ПЕ (пневмобалони, ПЕ діафрагменого типу та ін.) також характеризуються нестабільністю пружної характеристики у процесі експлуатації, однак необхідний тиск у них легко регулюється за допомогою пневматичної системи регулювання кліренсу.

Найпоширенішим типом ДП є ГА, які характеризуються досить великою нестабільністю характеристик. Вона викликана, по-перше, полями допусків на виготовлення деталей і, по-друге, зношуванням

поверхонь тертя (поршень – циліндр, лопать – камера), що навіть при незначній величині викликає відчутне збільшення витоків і зниження опору. Третім фактором нестабільності є нагрівання робочої рідини у процесі роботи, зниження її в'язкості і, як наслідок, зменшення опору. Крім того, в'язкість робочої рідини залежить і від температури навколишнього середовища.

Набагато рідше у підвісці ВГKM використовуються ФА. Даний тип ДП має певні переваги у порівнянні з ГА, однак він також характеризується високою нестабільністю характеристик, викликану зношуванням поверхонь тертя та іншими факторами, що обумовило його нешироке поширення. Для усунення нестабільності характеристик ФА вважається перспективним використання спеціальних покриттів (наприклад, тефлонових) і робота поверхонь тертя у маслі.

2.2. Ефективність стрільби з ходу. На можливість ефективного використання стабілізованого гарматного або іншого озброєння ВГKM істотно впливають амплітуди і швидкості поздовжньо-кутових коливань підресованого корпусу, а також його вертикальні пришвидшення та градієнт їхнього наростання. Від них залежать такі показники як: імовірність виявлення цілі, тривалість нестабілізованого стану озброєння (середня частота постановки гармати на гідростопор), додаткове розсіювання снарядів у вертикальній площині, а також необхідна потужність приводів стабілізатора озброєння, що є обмеженою.

2.3. Точність керування характеристиками СП (для керованих пасивних і активних підвісок). Характеризується показниками швидкодії зміни характеристик (0,1...0,01 с) та похибкою між необхідними і дійсними характеристиками ПЕ та ДП.

**3. Фактор надійності.** Із всіх систем ВГKM їх ХЧ є найбільш навантаженою, оскільки піддається впливу як важких дорожньо-кліматичних умов, так і бойових вражаючих засобів. Зростання рухомості і середніх швидкостей руху на місцевості обумовило і ріст динамічної навантаженості вузлів ХЧ, що зробило питання підвищення надійності, безвідмовності, довговічності, живучості, ремонтпридатності та відтворюваності в польових умовах важливими і актуальними.

Сучасні металеві ПЕ важких ВГКМ зарекомендували себе як надійні, довговічні і ремонтопридатні вузли. Часто вони мають ресурс, що за кількістю циклів навантаження-розвантаження набагато перевищує необхідний для пробігу машини до капітального ремонту (10000...12000 км і більше), у той час як пневматичні ПЕ показали недостатню надійність. Їхній ресурс забезпечує пробіг, як правило, лише до середнього ремонту (5000...6000 км). Досягнутий рівень ресурсу ГА (телескопічних і лопатевих) становить 5000...8000 км, а сучасних ФА – до 10000 км.

Розміщення вузлів СП усередині корпусу ВГКМ підвищує їхню живучість, запобігаючи впливу вражаючих факторів і зовнішнього середовища. Однак при цьому ускладнюються монтажно-демонтажні роботи, обслуговування підвісок, а також підвищується їх теплова напруженість. Розміщення вузлів СП ззовні, навпаки, знижує живучість, однак істотно поліпшує ремонтопридатність і дозволяє здійснити модульне компонування машини, що є одним із сучасних принципів проектування.

Таким чином, можна констатувати, що перспективні вузли СП повинні мати ресурс до капітального ремонту машини, а для полегшення ремонту і технічного обслуговування – використовуватися засоби діагностики.

**4. Фактор спеціальних вимог.** З метою поліпшення показників якості функціональних критеріїв, а також у зв'язку з появою нових видів озброєння, до СП ВГКМ можуть пред'являтися спеціальні вимоги. До них належать: можливість керування характеристиками ПЕ, ДП і кінематикою напрямних пристроїв, швидка зміна кліренсу на місці і у процесі руху, відключення підвісок, горизонтування корпусу в умовах сильно пересіченої місцевості, підвищення кутів зниження і піднесення озброєння, а також прохідності по ґрунтах з низькою несучою здатністю. Вважається, що найбільш пристосованими для реалізації зазначених вимог є пневматичні ПЕ і гідравлічні ДП з магнітореологічною рідиною. Досягнуті на серійних зразках ВГКМ межі зміни кліренсу становлять 0,2...0...0,6 м, диференту –  $\pm 7,5^0$  і крену –  $\pm 9^0$ .

## II. Група технологічних критеріїв.

Технологічні критерії, як і подані нижче економічні критерії, є основою для проведення функціонально-вартісного аналізу, суть якого полягає в наступному: оцінюється вартість реалізації кожної функції ТС і на основі системного підходу виявляються всі зайві витрати, непотрібні функції або функції з надмірними витратами на реалізацію, а потім визначається найбільш раціональна (оптимальна) конфігурація ТС. Для оцінення показників технологічних і економічних критеріїв необхідно сформулювати *головний показник  $Q_{\text{еф}}$  ефективності* ТС, який повинен відображати її прогресивний розвиток.

Стосовно до СП ВГКМ, виходячи з розглянутих вище показників якості функціональних критеріїв, сформулюємо наступний головний узагальнений показник ефективності СП:

$$Q_{\text{еф}} = \lambda_1 \cdot h_{\text{рез}} + \lambda_2 \cdot V_{\text{сеп}} + \lambda_3 \cdot K_{\text{сп}} + \lambda_4 \cdot W_{\text{сп}}, \quad (7.1)$$

де  $\lambda_1, \dots, \lambda_4$  – вагові коефіцієнти;  $\sum \lambda_i = 1$ .

Даний головний узагальнений показник ефективності СП відображає найбільш важливі показники якості функціональних критеріїв і служить мірою прогресивності і досконалості СП ВГКМ. Вагові коефіцієнти  $\lambda_1, \dots, \lambda_4$  дозволяють поєднати складові з розмірностями та порядком, що відрізняються. Їх можна вибрати з умов, наприклад, рівної значущості усіх складових або з їх тим чи іншим пріоритетом.

Технологічні критерії відображають витрати праці при виготовленні і підготовці до експлуатації окремих вузлів підвіски та СП у цілому. Вони характеризуються показниками трудомісткості виготовлення, технологічних можливостей, використання матеріалів і розчленовування ТС на елементи.

**1. Показник трудомісткості виготовлення.** Даний показник дорівнює відношенню сумарної трудомісткості проектування, виготовлення і підготовки підвіски до експлуатації, до головного показника  $Q_{\text{еф}}$  ефективності СП.

**2. Показник технологічних можливостей.** Даний показник відображає простоту та принципову можливість виготовлення вузла або системи, а також ступінь спадкоємності з відомими ТР.

3. **Показник використання матеріалів.** Даний показник пов'язує масу виробу з масою і вартістю витрачених при виготовленні матеріалів, без урахування покупних комплектуючих.

4. **Показник розчленовування на елементи.** Даний показник відображає оптимальне, з погляду розробки, виготовлення, ремонту і модернізації, розчленовування вузла на елементи, що є основою уніфікації та стандартизації.

Розрахунок розглянутих показників якості технологічних критеріїв проводиться за спеціальними методиками і вимагає досить великого масиву вихідної техніко-економічної інформації.

### **III. Група економічних критеріїв.**

Дані критерії відображають витрати на матеріали, енергію (при виготовленні та експлуатації), інформаційне забезпечення, а також оцінюють ефективність виробу відносно габаритних розмірів і ваги.

1. **Показник витрат матеріалів.** Даний показник дорівнює відношенню маси вузла до головного показника ефективності  $Q_{\text{эф}}$ . У випадку СП ВГКМ дотепер, він підмінювався показником габаритних розмірів і ваги (див. далі).

2. **Показник витрат енергії.** Стосовно до СП ВГКМ, даний показник є більш актуальним при експлуатації, ніж при виготовленні. Встановлено, що при русі на місцевості в екстремальних умовах, значна частина енергії двигуна (як указувалося вище, до 7 кВт на тонну ваги машини) затрачається на розгойдування підресореного корпусу, щоб потім перетворитися в тепло у ДП СП. Це, з одного боку, приводить до перегріву даних пристроїв і виходу їх з ладу, а з іншого боку – для забезпечення високих середніх швидкостей руху потрібне застосування потужнішого двигуна, при цьому збільшуються витрати пального. Однак, якщо домогтися того, щоб функціонування ПЕ та ДП при русі машини по нерівностях не викликало б розгойдування підресореного корпусу, то і гасити буде нічого. У зв'язку із цим пошук таких ТР ПЕ та ДП і їх характеристик для певних режимів руху, а також розробка всіляких систем керування характеристиками вузлів підвіски становить значну частину НДДКР по СП ВГКМ.

3. **Показник витрат на інформаційне забезпечення.** Даний показник дорівнює відношенню зазначених витрат до головного по-

казника ефективності  $Q_{\text{еф}}$ . Витрати містять у собі вартість патентної інформації та ліцензій, сучасних інформаційних технологій проектування, обчислювальної техніки і витрати на її експлуатацію.

**4. Критерій габаритних розмірів і ваги.** Даний показник дорівнює відношенню габаритних розмірів до показника  $Q_{\text{еф}}$ . Стосовно до СП ВГКМ, часто для порівняння різних конструкцій застосовується критерій питомої маси СП щодо повної маси ВГКМ. Поліпшення зазначених критеріїв пов'язане зі створенням нових конструкцій вузлів, упровадженням передових технологій виготовлення, а також із застосуванням нових матеріалів (більше міцних марок сталей, легких сплавів з напілюванням зносостійкого матеріалу, нових сортів гуми, композитних матеріалів та ін.). Так, ГПП із системами регулювання зазвичай має більшу масу, у порівнянні із торсіонною підвіскою. Найбільш ефективним способом її зниження є зменшення габаритних розмірів за рахунок підвищення робочого тиску, застосування високотемпературних матеріалів ущільнень, робочих рідин і легких сплавів.

#### **IV. Група антропологічних критеріїв.**

Дані критерії відображають відповідність виробу сучасним вимогам ергономіки, безпеки, екології та технічної естетики.

**1. Ергономічні показники якості СП.** Дані показники нерозривно пов'язані з функціональними критеріями та їх показниками якості. Допустимі значення ергономічних показників для ВГКМ і ТЗ цивільного призначення відрізняються один від одного. Для ВГКМ вони менш жорсткі, що пояснюється різним призначенням і умовами експлуатації (див. підрозд. 1.2). Як відзначалося вище, ступінь шкідливого впливу коливань підресореного корпусу на людину при русі ВГКМ по нерівностях прийнято оцінювати величиною СКВ вертикальних пришвидшень (не більших за 0,4 g), максимальними значеннями вертикальних пришвидшень (не більших за 3 g при частотах 0...2 Гц і не більших за 0,5 g при частотах 2...25 Гц), амплітудами і швидкостями позовжньо-кутових коливань, а також частотою коливань (власні частоти повинні перебувати в межах 0,8...2 Гц) [17]. Граничною величиною вертикальних пришвидшень є 10 g, перевищення якої призводить до травм, порушення життєдіяльності екіпажу, а також поломок вузлів і агрегатів машини. При пробоях підвіски на місці водія можливі

пришвидшення порядку 5...10 g. Навіть невеликі вертикальні пришвидшення викликають стомлення екіпажу, притупляють сприйняття дорожньої та бойової обстановки і спотворюють її оцінку, внаслідок чого зростає кількість помилок у керуванні, знижується швидкість руху та збільшується час виконання бойових завдань. Таким чином, від ступеня досконалості СП залежить якісне виконання екіпажем своїх функціональних обов'язків у випадку ведення тривалих бойових дій.

**2. Показники безпеки і екології.** На цей час вузли СП ВГКМ не здійснюють на працюючих людей і навколишнє середовище будь-якого шкідливого або небезпечного впливу. Однак у випадку використання нових ФПД і ТР, а також нових матеріалів або робочих рідин необхідно оцінювати їхню можливу небезпеку і вживати відповідних заходів.

**3. Показники технічної естетики.** Оскільки вузли СП ВГКМ, як правило, закриті для безпосереднього огляду, при їх проектуванні виходять із функціональної доцільності, залишаючи принципи художнього конструювання на другому плані.

### **7.3. Недоліки, причини їх виникнення та протиріччя розвитку відомих фізичних принципів дії пружних елементів**

Як йшлося вище, відповідно до закону прогресивної еволюції ТС, перехід від покоління до покоління пов'язаний з виявленням і усуненням їхніх головних недоліків, при наявності необхідного науково-технічного рівня та соціально-економічної доцільності. У зв'язку із цим, у процесі вдосконалення при синтезі нових ФПД і ТР ПЕ СП ВГКМ, на першому етапі необхідно сформулювати головні недоліки відомих ФПД, що широко використовуються, виявити причини їх виникнення та провести аналіз протиріч розвитку. Усунення даних недоліків забезпечить підвищення якості виробів і, в остаточному підсумку, перехід до їхнього нового покоління [32].

На цей час, у підвісці ВГКМ, найбільш широке розповсюдження одержали наступні ФПД та ТР ПЕ, що їх реалізують (див. підрозд. 1.4).

Це ФПД, що заснований на законі Гука (ТР – торсіон) та ФПД, в основі якого лежать газові закони (ГПП, ТР – ПГР).

При виявленні головних недоліків зазначених ФПД і ТР будемо спиратися на критерії розвитку і показники якості СП ВГКМ, які були розглянуті вище. Для кожного ФПД і ТР, що його реалізує, визначимо показники якості, кількісні значення яких не відповідають вимогам до перспективних виробів і, отже, які потрібно поліпшити, а також фактори, що знижують ефективність або утруднюють використання. Аналізуючи перелік показників якості, що вимагають поліпшення, сформулюємо головні недоліки розглянутих ФПД.

#### **І. ФПД ПЕ, що заснований на законі Гука.**

##### ***Стисла характеристика ФПД.***

При роботі підвіски відбувається деформація ПЕ (наприклад, кручення торсіона), тобто зміна положення точок тіла, при якому змінюються відстані між ними. З теорії опору матеріалів відомо, що для пружних деформацій справедливий закон Гука, відповідно до якого деформація є пропорційна механічній напрузі  $\sigma$ , тобто  $\sigma = E \cdot \epsilon$ ; де  $E$  – модуль пружності (модуль Юнга). На атомарному рівні пружна деформація характеризується, насамперед, практично однаковою зміною відстані між всіма атомами кристала. При навантаженні твердого тіла у ньому виникають внутрішні сили взаємодії між частинками, що викликають протидію зовнішнім силам і прагнуть повернути частинки тіла в положення, яке вони займали до деформації. Можливі такі основні види деформацій: розтягання (стиск), зрушення (зріз), кручення та вигин. Складні деформації відбуваються при сполученні декількох основних видів деформації. Основні гіпотези, прийняті в теорії опору матеріалів: гіпотеза про однорідність і ізотропність матеріалу, гіпотеза про абсолютну пружність матеріалу, гіпотеза про лінійну залежність між деформаціями та навантаженнями (закон Гука, що встановлює прямо пропорційну залежність між деформаціями і навантаженнями) [91].

##### **Функціональні критерії.**

Дані критерії відображають якість реалізації основної функції СП ВГКМ. Як згадувалося вище, кількісно їх можна охарактеризувати показниками якості, розподіленими за наступними факторами.



**Фактор продуктивності.** Показники якості: швидкісна характеристика СП, середня швидкість руху ВГКМ на місцевості, швидкісний коефіцієнт якості СП, погодженість характеристик СП із характеристиками силової установки, трансмісії та озброєння, енергоємність СП, статичний і динамічний ходи підвіски, приведена жорсткість підвіски.

Проведений аналіз показав, що на цей час не відповідають вимогам до перспективних виробів і вимагають поліпшення перші чотири показники якості. Досягнутий рівень енергоємності ПЕ цілком достатній, а повний хід підвіски, як згадувалося, обмежується вже не можливостями торсіонів, а компонуванням вузлів підвіски, рушія, висотою ХЧ і висотою ВГКМ у цілому. Виходячи з досягнутих значень зазначених показників якості та їх необхідних значень у перспективі, а також аналізу виникаючих при цьому проблем, можна зробити висновок, що на сучасному етапі основним фактором у забезпеченні кількісних значень показників якості, які вимагають поліпшення, є необхідність у кожному момент часу керувати жорсткістю ПЕ підвіски зі швидкістю порядку 0,1...0,01 с.

На цей час для ФПД, що розглядається, керування жорсткістю ПЕ реалізується такими шляхами. З метою забезпечення прогресивної пружної характеристики здійснюється, залежно від ходу підвіски, підключення додаткових ПЕ (пружних підресорників та ін.). Крім того, можуть використовуватися фасонні пружини зі змінним діаметром і кроком навивання, а також змінною товщиною дроту. Однак, такі ТР не відповідають сучасним вимогам, не кажучи вже про перспективу. Істотним кроком уперед є дослідження та розробки по застосуванню систем керування пружними характеристиками СП із примусовим розтяганням – стиском розглянутих ПЕ за допомогою гідроциліндрів [116]. Проте, такі системи керування поки що не одержали практичного застосування через складність, підвищені витрати енергії, недостатню надійність, великі габарити та вагу. Таким чином, виникає протиріччя: поліпшення показників якості, що відображають перераховані функціональні критерії, призводить до погіршення інших критеріїв і показників якості, у даному випадку – технологічних і економічних. Причиною цих протиріч є те, що ПЕ, які мають ФПД на основі закону

Гука, у переважній більшості випадків виготовляються з металу (набагато рідше застосовуються композитні матеріали), який має ізотропні властивості. Дані властивості є незмінними, що змушує для реалізації керування пружними характеристиками підвіски з такими ПЕ застосовувати складні і громіздкі ТР.

***Фактор точності.*** Показники якості: стабільність характеристик ПЕ, ефективність стрільби ВГКМ з ходу і точність керування характеристиками ПЕ. Розглянуті ПЕ забезпечують необхідну точність пружної характеристики при виготовленні, її високу стабільність у процесі експлуатації та незалежність від зовнішніх умов. Показник ефективності стрільби ВГКМ з ходу залишає бажати кращого і не задовольняє вимогам, що висунуті до перспективних виробів. Це, зокрема, послужило однією із причин переходу, що намітився, від торсіонних підвісок до більш прогресивних ГПП. Реалізувати керування жорсткістю ПЕ, що розглядаються, вкрай важко, тому говорити про точність керування при необхідній швидкодії не доводиться.

***Фактор надійності.*** ПЕ з даним ФПД зарекомендували себе як надійні, довговічні та ремонтпридатні вузли, що мають ресурс, який перевищує пробіг машини до капітального ремонту.

***Фактор спеціальних вимог.*** Задовільнення даних вимог (можливість керування характеристиками ПЕ, швидка зміна кліренсу на місці та у процесі руху, відключення підвіски, горизонтування корпусу на різко пересіченій місцевості, підвищення кутів схилення і піднесення озброєння, а також підвищення прохідності) при використанні ПЕ із ФПД на основі закону Гука на цей час утруднюється через складність, громіздкість, велику вагу та низьку надійність відомих ТР.

### **Технологічні критерії.**

Розглянуті ПЕ є технологічно відпрацьованими та порівняно простими у виготовленні вузлами.

### **Економічні критерії.**

Розглянуті ПЕ недорогі у виготовленні та мають порівняно невеликі габарити і масу. Однак значна довжина торсіонів важких ВГКМ може затруднити компонування всередині машини і не забезпечить абсолютно гладке днище, що ускладнить його протимінний захист.

При використанні телескопічних ГА і великих динамічних ходах підвіски існує проблема компонування вузлів у ХЧ. Крім того, при русі ВГКМ на місцевості значна частина енергії двигуна витрачається на накопичення в даних ПЕ потенційної енергії, що призводить до розгойдування підресореного корпусу, яка потім перетворюється в тепло в ДП СП.

### **Антропологічні критерії.**

Як вказувалося вище, ергономічні показники нерозривно пов'язані з функціональними критеріями і їхніми показниками якості. Припустимі значення ергономічних показників для ВГКМ часто виступають обмеженням у зростанні показників якості функціональних критеріїв, більшість із яких пов'язана з обмеженнями, що накладаються на вертикальні пришвидшення підресореного корпусу ВГКМ. Зазначені обмеження викликані необхідністю забезпечення працездатності екіпажу. Незадовільні умови роботи протягом тривалих проміжків часу, наприклад, при здійсненні маршів, і викликана цим втома, можуть звести до мінімуму високі технічні показники і можливості ВГКМ. Подальше підвищення ергономічних показників при використанні розглянутих ПЕ, без систем керування їх характеристиками, представляється вкрай проблематичним.

### **II. ФПД ПЕ, що заснований на газових законах.**

#### ***Стисла характеристика ФПД.***

При роботі підвіски відбувається стиснення – розширення газу в одному або декількох замкнених об'ємах (пневмоелементах), у результаті чого в них протікають певні термодинамічні процеси. Розрізняють ідеальний газ, реальний газ і пару. Їхній термодинамічний стан визначається тиском, об'ємом і температурою. Залежно від характеру зміни параметрів стану термодинамічний процес може бути ізобаричним, ізохоричним, ізотермічним, адіабатичним або політропним. Усі термодинамічні процеси супроводжуються обміном або перетворенням енергії. Газ вважається ідеальним, якщо він не конденсується при охолодженні аж до абсолютного нуля. Властивості більшості газів, у тому числі і азоту, що широко використовується в ПГР, близькі до властивостей ідеального газу, якщо вони перебувають при температурах, до-

силь далекіх від точки конденсації, що в ППР виконується. Тому на практиці, при розрахунку її пружних характеристик газ прийнято вважати ідеальним, а термодинамічні процеси, що протікають у пневмoeлементах, політропними. Рівняння стану ідеального газу записується у вигляді:  $P \cdot V/T = \text{const}$ ; де  $P$  – тиск,  $V$  – об’єм,  $T$  – температура. Рівняння політропного процесу записується у вигляді:  $P \cdot V^n = \text{const}$ ; де  $n$  – показник політропи [61].

### **Функціональні критерії.**

**Фактор продуктивності.** Як вказувалося вище, на сучасному етапі розвитку основною умовою, що визначає якість СП, є можливість у кожний момент часу керувати жорсткістю ПЕ. У цьому аспекті розглянутий ФПД має істотні переваги, в порівнянні із ФПД, що заснований на законі Гука. По-перше, завдяки політропному процесу забезпечується прогресивна нелінійна пружна характеристика ПЕ. По-друге, приведену жорсткість підвіски з необхідною швидкістю можна досить просто (хоча тільки дискретно) змінювати, підключаючи – відключаючи необхідне число пневмoeлементів. Це дозволяє відчутно підвищити показники якості, що розглядаються.

**Фактор точності.** Істотним недоліком ПЕ з даним ФПД, який у значній мірі стримує їх широке застосування, є нестабільність пружних характеристик ППР. Вона викликана, по-перше, температурною чутливістю пружної характеристики, обумовленої термодинамічними процесами, що протікають, і, по-друге, перетіканням робочої рідини в газову порожнину і витоком газу з газової порожнини в гідравлічну, які спостерігаються у процесі експлуатації. Для зниження температурної чутливості на цей час застосовуються спеціальні ТР (протитиск, багатоступінчастість), а також спеціальні системи стабілізації і охолодження. Для усунення перетікання і змішування газу та робочої рідини розробляються нові матеріали ущільнень і мембран. Усі ці міри призводять до підвищення складності конструкції, збільшення її вартості і зниження надійності. Крім того, умови експлуатації (абразив, вологість, температура) і некваліфіковане технічне обслуговування також знижують показник стабільності пружної характеристики таких ПЕ. Що стосується

ефективності стрільби ВГКМ із ходу, то прогресивна нелінійна пружна характеристика ПГР забезпечує менше розгойдування підресореного корпусу при русі по нерівностях, що позитивно позначається на точності стрільби [54]. Керування приведеною жорсткістю розглянутої підвіски шляхом підключення – відключення необхідного числа пневмоелементів має достатню швидкодію, однак забезпечує тільки дискретну зміну пружної характеристики, що відповідає, як правило, двом – трьом режимам руху і є недоліком. Збільшення ж числа ступенів призводить до збільшення габаритів, ваги і вартості. Відповідно знижується і надійність.

**Фактор надійності.** Справедливо вважається, що ПГР, у порівнянні з торсіоном, є менш надійним, а також менш довговічним і ремонтопридатним вузлом. Це пов'язане з наявністю пар тертя поршень – циліндр і необхідністю забезпечення надійної ізоляції гідравлічної та газової порожнин одна від одної. Експлуатація ВГКМ характеризується підвищеною динамічною навантаженістю вузлів у сполученні з важкими дорожніми та кліматичними умовами. У зв'язку із цим, ресурс ПГР, як правило, відповідає пробігу машини лише до середнього ремонту.

**Фактор спеціальних вимог.** Головною перевагою ПЕ з розглянутим ФПД є порівняна простота задовільнення перерахованих раніше спеціальних вимог. Ця обставина в основному і визначає вибір на їх користь у випадку, коли ВГКМ повинна мати, як мінімум, СРПК. Задовольнити спеціальні вимоги при даному ФПД, у порівнянні з іншими, значно простіше, хоча це і призводить до збільшення габаритів, ваги та зниження надійності.

#### **Технологічні критерії**

ПГР, у порівнянні з торсіоном, більш трудомістка у виготовленні та підготовці до експлуатації. Це пов'язане з необхідністю виготовлення ряду деталей з високою точністю і чистотою обробки, а також проведення операцій заправлення газових і гідравлічних порожнин.

#### **Економічні критерії**

ПГР дорожче у виготовленні, а при наявності СРПК та рідинної системи охолодження така підвіска, у порівнянні з торсіонної, має бі-

182

льші габарити та вагу. Однак, щодо компонування в ХЧ – ПГР, які містять у собі і ДП, більш компактні та мають кращі компонувальні можливості, ніж торсіонна підвіска з окремими ДП. На важких ВГКМ, ПГР, на відміну від торсіонів, можна розміщати ззовні корпусу машини, що полегшує внутрішнє компонування, зменшує заброньований обсяг і поліпшує протимінний захист днища. При експлуатації прогресивна характеристика ПГР, навіть за відсутності системи керування, забезпечує менше розгойдування підресореного корпусу. Це знижує показник витрат енергії, теплову напруженість ДП і ПГР у цілому, а також позитивно позначається на динаміці машини та витратах палива.

#### **Антропологічні критерії.**

У зв'язку з тим, що розглянуті ПЕ мають нелінійну характеристику і забезпечують краще компонування ХЧ, а також мають можливість, хоча і дискретно, але змінювати пружну характеристику, їх використання дозволяє підвищити ергономічні показники, а отже, поліпшити показники якості функціональних критеріїв [54].

#### **7.4. Недоліки, причини їх виникнення та протиріччя розвитку відомих фізичних принципів дії демпфірувальних пристроїв**

Як відомо, ДП СП призначені для перетворення енергії коливань підресореного корпусу ТЗ і потенційної енергії, що накопичує ПЕ підвіски, у тепло. На цей час, на ВГКМ найбільш широке застосування одержали наступні ФПД ДП та ТР, що їх реалізують. Це ФПД, що заснований на внутрішньому терті (ТР – ГА) і ФПД, що заснований на зовнішньому терті (ТР – ФА).

Для кожного ФПД і ТР, що його реалізує, відповідно до прийнятих критеріїв, визначимо показники якості, кількісні значення яких не відповідають вимогам до перспективних виробів і, отже, які необхідно поліпшити, а також фактори, що знижують ефективність або ускладнюють використання. Аналізуючи перелік показників якості, що вимагають поліпшення, сформулюємо головні недоліки розглянутих ФПД [33].

## **І. ФПД ДП, що заснований на внутрішньому терті (ТР – ГА). Стисла характеристика ФПД.**

При роботі підвіски в ГА відбувається плин потоку рідкого середовища (робочої рідини) – фізичного тіла, що є носієм енергії і яке здатне змінювати свою форму під дією яких завгодно малих сил. Основними характеристиками робочої рідини є щільність, стискуваність, теплове розширення та в'язкість. Причиною плину потоку є різниця тисків, викликана механічними силами, прикладеними з боку ОВ рушія та підресореного корпусу ВГКМ. Плин потоку робочої рідини здійснюється через трубопроводи, отвори, канали конструктивних елементів ГА і супроводжується втратою енергії потоку. Розрізняють втрати двох видів.

Перший з них – втрати, обумовлені тертям всередині потоку, між шарами рідини, що рухаються з різними швидкостями, яке виникає внаслідок взаємодії молекул. Безпосередньо біля стінки швидкість плину рідини близька до нуля, а по осі каналу (трубопроводу) максимальна. Дані втрати залежать від довжини каналу, його діаметра і шорсткості, а також швидкості плину та в'язкості робочої рідини. Якщо при цьому не спостерігається утворення вихрів (швидкість потоку не перевищує певне критичне значення), то такий плин рідини називається ламінарним.

Другий вид втрат спостерігається в місцевих опорах (на вході і у вигинах трубопроводів, витіканні через отвори, у клапанах, золотникових розподільниках та ін.) і обумовлений деформацією потоку та зміною його швидкості, що супроводжується закручуванням потоку і утворенням вихрів. Такий плин рідини називається турбулентним. Загальні втрати будуть дорівнювати сумі втрат в окремих компонентах [10,61]. При визначенні загальних втрат необхідно враховувати несталий рух (пульсації потоку), що може виникати в результаті регулювання режиму роботи та інших причин. Крім того, при наявності вібрацій, що характерно для гідравлічних ДП підвіски ВГКМ, втрати можуть значно (до 100 %) зростати. Розглянуті втрати відображають роботу ГА з перетворення енергії коливань підресореного корпусу ВГКМ і потенційної енергії, що накопичує ПЕ підвіски, у тепло.

При розрахунку розглянутих ДП гідравлічні процеси, як правило, вважають квазістаціонарними, коли передбачається миттєве вирівнювання параметрів рідини по всій масі, а саму рідину – такою, що не стискається. Характерною рисою даного ФПД є те, що розглянуті втрати пропорційні швидкості потоку, тобто швидкості відносного переміщення конструктивних елементів – корпусу ГА і його поршня або лопаті – один відносно іншого. Ця швидкість визначається швидкістю переміщення ОВ підвіски щодо підресореного корпусу і кінематикою напрямних пристроїв.

### **Функціональні критерії.**

**Фактор продуктивності.** Проведений аналіз показав, що на цей час усі, представлені раніше показники якості, що характеризують продуктивність (за винятком ходів підвіски і її приведеної жорсткості) не відповідають вимогам до перспективних виробів і вимагають поліпшення за рахунок удосконалення ДП. Головними недоліками, які знижують ефективність і ускладнюють зростання показників якості, є наступні:

а) недостатня енергоємність ГА, що прямо позначається на трьох, найбільш важливих показниках якості. Це: швидкісна характеристика СП, середня швидкість руху ВГКМ на місцевості та швидкісний коефіцієнт якості СП. Експериментально встановлено такі максимальні значення теплорозсіюваної здатності різних конструкцій ДП ВГКМ без спеціальних систем примусового охолодження, з урахуванням обдуву повітрям при русі: телескопічні ГА, з робочою рідиною на основі мінерального масла, без виносної компенсаційної камери в повітряному середовищі – 1,2 кВт, з виносною компенсаційною камерою в повітряному середовищі – 3,0 кВт, лопатеві ГА та ФА – 6,0 кВт. Проведені вище, розрахунки та експерименти показали, що для сучасних і перспективних важких ВГКМ цього явно недостатньо. Виходячи з їх досягнутих чисельних значень і необхідних значень у перспективі, можна говорити, що на сучасному етапі одним з основних факторів у забезпеченні зростання показників якості, що вимагають поліпшення, є необхідність збільшення енергоємності ДП підвіски ВГКМ в 3...5 разів (див. підрозд. 3.4);



б) у загальному випадку ГА, внаслідок особливостей ФПД, реалізують закон залежності сил опору тільки від швидкості переміщення їх конструктивних елементів один відносно іншого. Як показали дослідження, такий закон не є оптимальним (див. підрозд. 3.6). Крім того, не враховується, який з конструктивних елементів (поршень, лопать або корпус ГА) у цей момент рухається, а який є нерухомим у системі координат, пов'язаний з поверхнею дороги. У випадку кінематичного збурення з боку дорожнього профілю, на прямому ході підвіски, опір ГА призводить до додаткового збурення коливань підресореного корпусу;

в) нестабільність характеристик ГА обумовлена наступними причинами. По-перше, змінами в широких межах в'язкості та питомої маси робочої рідини, які викликані великим температурним діапазоном експлуатації (від  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+160...220^{\circ}\text{C}$ ) і незадовільними в'язкісно-температурними характеристиками робочих рідин. По-друге, полями допусків на розміри деталей ГА, прийнятими при їхньому виготовленні та, по-третє, вібрацією і пульсаціями потоку. Це істотно утруднює реалізацію оптимальних характеристик ГА і на деяких їх ділянках, при певних режимах руху ВГКМ, може здійснювати значний негативний вплив.

Причинами першого із зазначених недоліків є те, що енергоємність ГА пропорційна їх розмірам (площі охолодження), які за умовами компонування в ХЧ уже давно досягли своєї межі, а також наявність обмежень на допустиму температуру нагріву робочої рідини. Способи зниження теплової напруженості для кожного з розглянутих ФПД, що використовуються на цей час, були розглянуті у підрозд. 3.4.

Причинами другого із зазначених недоліків є властивості і характеристики, що властиві рідкому середовищу. Для усунення даного недоліку на цей час застосовуються всілякі системи регулювання і керування характеристиками ГА, які реалізуються наступними двома способами. Перший з них складається у зміні прохідних перетинів отворів і каналів клапанів, шляхом перекриття поршнем (лопаттю) регульованих отворів і щілин або використання для цих цілей електродвигунів з редуктором, електромагнітних клапанів, коливальних

систем з вантажем-плунжером, настроєним на резонансний режим, та ін. Такі рішення забезпечують швидкодію порядку 0,1 с, що не завжди достатньо. Другий спосіб полягає у впливі магнітного поля на спеціальну магнітореологічну робочу рідину, у результаті чого змінюється її в'язкість, а, отже, і характеристики ГА. Швидкодія при цьому становить близько 0,01 с. Системи керування, що реалізують зазначені способи, поступово одержують усе більше поширення, особливо на легкових автомобілях.

Причинами третього недоліку також є властивості і характеристики рідкого середовища. Для його усунення і підвищення стабільності характеристик ГА на цей час ведуться роботи з поліпшення в'язкісно-температурних характеристик робочих рідин шляхом використання спеціальних синтетичних присадок. Крім того, стабільність характеристик можна підвищити, використовуючи все ті ж системи керування.

У загальному випадку система керування характеристиками ДП дозволяє в кожний момент часу вибрати такий оптимальний закон їхньої роботи, який забезпечує не тільки поліпшення розглянутих показників якості, але й завдяки зниженню розгойдування підресореного корпусу, зменшує необхідну енергоємність ДП. У зв'язку із цим даний напрямок вважається перспективним і пріоритетним. На ВГКМ системи керування ДП, за виключенням окремих дослідних зразків, поки не знайшли практичного застосування, через відносну складність, високу вартість, недостатню надійність, довговічність, ремонтпридатність та відновлюваність у польових умовах.

Таким чином, виникають протиріччя розвитку: поліпшення показників якості, що відображають перераховані вище функціональні критерії, вимагає істотного, часто не прийнятного ускладнення конструкції, застосування нових матеріалів і технологій. Все це призводить до погіршення інших критеріїв, зокрема, технологічних і економічних.

**Фактор точності.** Розглянемо наступні три показники якості: стабільність характеристик ДП, ефективність стрільби ВГКМ з ходу і точність керування характеристиками ДП. Як йшлося вище, ФПД, що

розглядається, і ТР – ГА, яке його реалізує, не забезпечують достатню стабільність характеристик.

По-перше, при зміні температури від 20 °С до 100 °С в'язкість, наприклад, робочої рідини АЖ-12Т зменшується у 10 разів, що призводить до зміни характеристик телескопічного ГА (сили стиску і зусилля відбою зменшуються відповідно на 30 % і 10 %), а також до зменшення енергоємності на 10,5% [16]. З огляду на те, що робочий температурний діапазон ГА ВГКМ може змінюватися у широких межах, зміна температури буде впливати на показники якості функціональних критеріїв.

По-друге, поля допусків на розміри при виготовленні деталей приводять до розкиду характеристик, що допускається для нових ГА ВГКМ від 20 % до 250 %. У зв'язку з цим їх оптимізація, як правило, виявляється малоефективною. Крім того у процесі експлуатації вплив зовнішніх умов (абразив, вологість, температура та ін.) викликають зношування і старіння ушільнень, що приводить до їхнього виходу з ладу, порушенню герметичності та повній відмові вузла. При вирішенні завдання забезпечення ефективної стрільби з ходу, внаслідок сформульованих вище недоліків розглянутого ФПД може виникати важкорозв'язне протиріччя. З одного боку, ГА на деяких режимах збуджують коливання підресореного корпусу ВГКМ, що приводить до зниження плавності ходу та ефективності стрільби, а з іншого боку – на гасіння цих коливань і поліпшення умов стрільби з ходу буде потрібна підвищена потужність ГА. Це, у свою чергу, може знову сприяти порушенню коливань, а також призведе до перегріву ГА. Виходом з даної ситуації є керування їх характеристиками. У зв'язку з цим необхідно відзначити, що даний ФПД і його ТР – ГА з усіх інших поки що вважаються найбільш пристосованими для регулювання і керування, яке може здійснюватися як дискретно, так і беззупинно з досить високою точністю.

**Фактор надійності.** Внаслідок, розглянутих вище особливостей даного ФПД і несприятливих умов роботи ГА сучасних важких ВГКМ мають ресурс лише до середнього ремонту машини, що є недостатнім.

***Фактор спеціальних вимог.*** Задовільнення даних вимог при використанні ДП з ФПД, що заснований на внутрішньому терті в текучому середовищі, у порівнянні з іншими ФПД, не є важкорозв'язною проблемою. Підтвердженням цьому є численні варіанти конструкцій ГПП з тими або іншими системами керування та регулювання. Вважається, що саме ГПП дозволяє з найменшими витратами забезпечити реалізацію перерахованих вище спеціальних вимог.

#### **Технологічні критерії.**

Сучасні телескопічні ГА є технологічно відпрацьованими і порівняно простими у виготовленні виробами. Лопатеві ГА більш складні у виготовленні, мають ряд інших недоліків, однак мають більшу енергоємність і у співвісному з торсіоном варіанті, забезпечують краще компонування ХЧ.

#### **Економічні критерії.**

Теоретичними і експериментальними дослідженнями встановлено, що найменшу матеріалоємність і найбільшу компактність при однаковій енергоємності із всіх відомих ФПД ДП, забезпечує ФПД, що розглядається, і його ТР – ГА [16]. Телескопічні ГА відносно дешеві у виготовленні та мають порівняно невеликі габарити і масу, однак ускладнюють реалізацію великих динамічних ходів підвіски. Лопатеві ГА дорожчі і більш матеріалоємні, але дозволяють без проблем реалізувати великий динамічний хід, без втрати ефективності роботи. Що стосується показника витрат енергії, то, як вказувалося, стосовно до СП важкої ВГКМ він більш актуальний при експлуатації, ніж при виготовленні. У зв'язку із цим окремою, малодослідженою проблемою ДП підвіски ВГКМ є забезпечення можливості повторного використання енергії, що поглинається ними, у корисних цілях.

#### **Антропологічні критерії.**

Головними недоліками розглянутих ДП, які перешкоджають поліпшенню ергономічних показників, є все ті ж недостатня енергоємність, неоптимальний закон зміни сил опору та нестабільність характеристик.

Що стосується показників безпеки, екології та технічної естетики, то на цей час ГА повністю забезпечується їхнє виконання. Вихід з ладу одного або навіть декількох ГА не приводить до аварійної ситуа-

ції, а самі ГА не містять екологічно шкідливих речовин і не порушують вимог технічної естетики, оскільки компактні, розміщені в корпусі машини або сховані за іншими вузлами і деталями.

## **II. ФПД ДП, що заснований на зовнішньому терті (ТР – ФА).**

### ***Стисла характеристика ФПД.***

При роботі ФА відбувається тангенціальне переміщення дотичних поверхонь тертя відносно один одного, у результаті чого між ними виникає сила тертя, що перешкоджає цьому переміщенню. Причиною зазначеного переміщення є механічні сили, прикладені з боку ОВ ХЧ і підресореного корпусу ВГКМ.

Зовнішнє тертя твердих тіл є складним явищем, яке залежить від багатьох процесів, що протікають на кордоні розділу, як у зоні контакту, так і в тонких поверхневих шарах. Процеси, що супроводжують тертя, у тому числі пластична і пружна деформації, значною мірою впливають на властивості поверхневих шарів поверхонь тертя, змінюючи їх і відтворюючи новий мікрорельєф. Висока температура, що супроводжує тертя, призводить до віджигу і розм'якшенню поверхневого шару, згладжуванню мікронерівностей, структурним змінам матеріалу та виникненню дифузійних процесів. Все це істотно змінює механічні властивості поверхневого шару. Поряд з деформуванням поверхневих шарів у дотичних на досить близькій відстані ділянках поверхні спостерігаються помітні міжмолекулярні взаємодії. У першому наближенні силу зовнішнього тертя  $F_{\text{тр}}$  вважають рівній сумі двох взаємозалежних між собою складових – деформаційної та молекулярної:  $F_{\text{тр}} = F_{\text{деф}} + F_{\text{мол}}$ . Для обчислення сили тертя необхідно знати вид деформації в зонах контакту та геометричні обриси мікронерівностей. Сила тертя  $F_{\text{тр}}$  завжди спрямована уздовж поверхні зіткнення убік, протилежний руху. Вона завжди менше сили нормального тиску  $N$  і визначається виразом:  $F_{\text{тр}} = \mu \cdot N$ ; де  $\mu$  – коефіцієнт тертя. Тертя не залежить від площі дотику. Розрізняють наступні види тертя: спокою, ковзання і кочення. Вони відповідно мають коефіцієнти тертя  $\mu_0$ ,  $\mu$  і  $\mu'$ , які співвідносяться в такий спосіб:  $\mu < \mu_0$ ;  $\mu' \ll \mu$ ; [61, 107].

Характерною особливістю даного ФПД є те, що у загальному випадку сили тертя ФА, що виконують роботу з перетворення енергії коливань підресореного корпусу ВГКМ і потенційної енергії, яку на-

копичує ПЕ підвіски, у тепло, пропорційні лише силі нормального тиску між поверхнями тертя. Дану силу можна залишити постійною, а можна конструктивними методами зробити пропорційною або відносному переміщенню ОВ і підресореного корпусу, або швидкості даного переміщення, або і тому і іншому одночасно.

### **Функціональні критерії.**

**Фактор продуктивності.** У порівнянні з попереднім, стосовно фактора продуктивності, ФПД на основі зовнішнього тертя і його ТР – ФА мають певні переваги. По-перше, завдяки більшій масі і гарному тепловідводу на борт машини енергоємність, наприклад, співвісного з торсіоном ФА танка Леопард-2 у два рази більша, ніж енергоємність телескопічного ГА танка Леопард-1. Проте, кардинально проблему недостатньої енергоємності ДП це не вирішує і, стосовно ФА, вона також залишається відкритою (необхідно відзначити, що лопатевий співвісний з торсіоном варіант ГА танка М-1 має енергоємність, що не поступається енергоємності розглянутого ФА). По-друге, як показали розрахункові дослідження, використання ДП із залежністю сил опору тільки від величини переміщення ОВ підвіски, що характерно для ФА, у порівнянні із залежністю сил опору тільки від швидкості зазначеного переміщення, що характерно для ГА, дозволяє істотно підвищити параметри плавності ходу та знизити теплову напруженість ДП (див. підрозд. 3.6). Таким чином, ФПД, що розглядається, забезпечує ДП більш раціональну характеристику, що в остаточному підсумку дозволяє відчутно підвищити всі шість, розглянутих вище, показників якості фактора продуктивності, не ускладнюючи конструкцію та не використовуючи складні системи керування і регулювання.

**Фактор точності.** Істотним недоліком ФА, як і ГА, є нестабільність його характеристик, викликана приробкою і зношуванням поверхонь тертя, а також впливом температури, вологості та ін. В результаті розкид характеристик утруднює параметричну оптимізацію ФА. Крім того, при застосуванні пари тертя сталь – сталь можливе схоплювання поверхонь, виникнення зони застою і стрибкоподібний вигляд характеристики ФА. Для усунення даного недоліку використовуються нові матеріали і конструктивні

рішення. Так, згаданий вище ФА танка Леопард-2, завдяки тефлоновому покриттю дисків тертя і наявності змащення, має мале зношування, а також практично однакові коефіцієнти тертя спокою та тертя руху, які більш-менш стабільні увесь термін експлуатації. Що стосується підвищення ефективності стрільби з ходу, то зниження амплітуд коливань підресованого корпусу ВГКМ з ФА дозволяє відчутно її підвищити. Вибір на користь ФА для танка Леопард-2 було зроблено саме з міркувань забезпечення стабільності кліренсу та підвищення точності стрільби з ходу. Точність керування характеристиками ФА оцінити важко, тому що практично немає даних про реалізованих навіть на рівні дослідних зразків, керованих ФА та самих систем керування. Як правило, регулювання характеристик ФА здійснюється механічно, за допомогою профільних елементів або гідравліки, які змінюють силу нормального тиску  $N$ , залежно від ходу підвіски. Реалізувати інші закони керування таким способом доволі скрутно. Один з варіантів реалізації керування характеристиками ФА буде синтезовано і подано у підрозд. 9.3.

**Фактор надійності.** На цей час застосування нових матеріалів і конструктивних рішень дозволило усунути багато недоліків, властивих ФА. Це стосується як амортизаторів удару рухомого складу залізничної – традиційної області використання ФА, так і підвіски ТЗ, зокрема, ВГКМ [70]. Так, конструкція і матеріали деталей ФА танка Леопард-2 обрані, виходячи з того, щоб виключити необхідність технічного обслуговування до капітального ремонту машини. Крім того, вважається, що використання ФА сприяє підвищенню протимінної стійкості ХЧ ВГКМ.

**Фактор спеціальних вимог.** Вище вказувалося, що питання керування характеристиками ФА, можливі конструктивні рішення та їх реалізація на сьогоднішній день розглянуті недостатньо. Особливо це стосується можливості керувати силою опору ФА залежно від швидкості переміщення ОВ підвіски, але не залежно від величини даного переміщення. Відомі рішення відрізняються складністю, великою вагою та вартістю. Крім того, ФА не можуть бути використані для регулювання кліренсу, горизонтування підресованого корпусу і пов'язаного із

192

цим, підвищення кутів схилення та піднесення озброєння, а також підвищення прохідності по ґрунтах з низькою несучою здатністю. Таким чином, за можливостями забезпечення виконання спеціальних вимог розглянутий ФПД поступається ФПД, що заснований на внутрішньому терті.

### **Технологічні критерії.**

Як згадувалося, ФА широко застосовуються як ДП удару рухомого складу на залізничному транспорті. Це пояснюється простотою їхньої конструкції і низькою вартістю. Виробництво, ремонт і експлуатація даних ФА добре налагоджені, а перехід від одного типу ФА до іншого зазвичай не викликає значних капіталовкладень або перебудови виробництва [70]. Усунення ж основних недоліків ФА у випадку їхнього використання у підвісці ТЗ (рейкових і нерейкових), у тому числі і на ВГKM, привело до необхідності застосування нових технологій, матеріалів і ускладнення конструкції. У зв'язку із цим у СП найбільше поширення одержали більш прості та технологічні ГА. Проте, при використанні у підвісці ВГKM, у силу специфічних вимог і умов експлуатації, ФА в порівнянні з ГА дають відчутний позитивний ефект.

### **Економічні критерії.**

Спроби усунення властивих ФА недоліків у випадку їхнього використання у підвісці ВГKM, приводять до того, що простий і дешевий пристрій перетворюється у складну та дорогую конструкцію. Це добре простежується на прикладах ФА у вигляді міжлистового тертя в листових ресорах вантажних ТЗ і описаного вище ФА танка Леопард-2, вартість якого перевищує вартість аналогічного ГА. Крім того, ФА мають більшу, ніж ГА, масу та габарити, що може затруднювати комплектування в ХЧ, особливо в неспіввісному з торсіоном варіанті. При цьому також важко забезпечити абсолютно рівне днище машини, яке дозволяє поліпшити її протимінний захист. Що стосується показника витрат енергії при експлуатації, то характеристика ФА із силою опору, що залежить тільки від переміщення, дозволяє значно знизити потужність, яку необхідно поглинати, при одночасному істотному поліпшенні показників плавності ходу. Це говорить про те, що розглянутий



ФА забезпечує менше розгойдування підресореного корпусу, а отже і менші витрати палива при поліпшенні динаміки машини.

#### **Антропологічні критерії.**

Як показали дослідження, застосування ФА в підвісці ВГKM порівняно з ГА дозволяє істотно зменшити амплітуди вертикальних і поздовжньо-кутових коливань підресореного корпусу, що знижує імовірність пробою підвіски і, відповідно, імовірність перевищення вертикальними пришвидшеннями у *ц.в.* і на місці механіка-водія (ергономічні показники якості) допустимих значень. Однак при відсутності пробоїв загальний рівень зазначених пришвидшень залишився практично тим же. Таким чином, головними недоліками ФА, які перешкоджають поліпшенню ергономічних показників, є все ті ж недостатня енергоємність, ускладнене керування силами опору і нестабільність характеристик.

Що стосується показників безпеки, екології та технічної естетики, то на цей час ФА аналогічно ГА повністю забезпечують їхнє виконання.

### **7.5. Побудова конструктивної функціональної структури системи підресорювання**

Проведені вище дослідження показали, що на цей час намітилася межа можливостей удосконалювання СП ВГKM у традиційних напрямках. Для визначення нових перспективних напрямків подальшого розвитку СП необхідне проведення глибокого аналізу роботи їхніх складових частин, з'ясування взаємозв'язків зазначених частин між собою і з об'єктами навколишнього середовища та одержання цільної уяви про ТС, що розглядається, на рівні фізичних операцій перетворення та ФЕ, які використовуються.

Побудуємо конструктивну функціональну структуру СП ВГKM, як основу пошуку нових ефективних ТР її складових частин.

**Передумови:** ВГKM має ОВ гусеничного або колісного рушія (відповідно опорні котки або колеса), через які у процесі руху здійснюється зв'язок з дорожнім профілем. Не розглядаються підвіски

у вигляді повітряної подушки та магнітного підвісу.

СП має такі складові частини:

- ПЕ – зв’язані однією частиною з підресореним корпусом, а іншою з напрямними пристроями або безпосередньо з ОВ рушія;
- ДП – так само, як і в попередньому випадку, зв’язані однією частиною з підресореним корпусом, а іншою – з напрямними пристроями або безпосередньо з ОВ рушія;
- напрямні пристрої – зв’язані однією частиною з підресореним корпусом, а іншою – з ОВ рушія.

### ***Впливи, що збурюють СП.***

Як відомо, сили, що діють на тіло, викликають або його пришвидшення – динамічний вплив (описується, наприклад, законами Ньютона), або змінюють його форму – статичний вплив (описується, наприклад, законом Гука, газовими законами), або і те й інше одночасно.

У процесі руху ВГКМ на елементи її СП діють такі впливи:

- кінематичне збурювання з боку дорожнього профілю – викликає переміщення у просторі ОВ рушія і, пов’язаних з ними напрямних пристроїв з певними швидкостями та пришвидженнями, (динамічний вплив), що викликає деформацію ПЕ (статичний вплив), тим самим знижуючи динамічний вплив з боку елементів СП безпосередньо на підресорений корпус машини;
- динамічне збурювання з боку підресореного корпусу, обумовлене силами інерції при розгоні, гальмуванні, маневруванні, силою віддачі при пострілі та ін. – викликає переміщення у просторі пов’язаних з корпусом елементів складових частин СП із певними швидкостями та пришвидженнями (динамічний вплив), що спричиняє деформацію ПЕ (статичний вплив).

### ***Головна функція СП.***

У загальному випадку СП повинна забезпечувати рух ВГКМ по будь-яких дорожніх профілях нерівностей, що зустрічаються, з мінімальними амплітудами, швидкостями та пришвидженнями підресореного корпусу. З цього витікає, що при кінематичному збурюванні ОВ рушія мають переміщатися у просторі, не здійснюючи на підресорений корпус динамічного впливу, тобто сума реакцій і

моментів з боку елементів складових частин СП на підресорений корпус повинна залишатися постійною або незначно змінюватися. Це може бути досягнуто, якщо, наприклад, реакції ґрунту на ОВ будуть залишатися постійними, для чого приведена до ОВ жорсткість підвіски у статиці повинна бути близькою до нуля. При динамічному збурюванні приведена жорсткість підвіски навпаки, має бути максимальною, щоб компенсувати вплив інерційних сил.

Розглянемо об'єкти, у тому числі і навколишнього середовища, з якими взаємодіє СП і які істотно впливають на конструкцію її складових частин.

У функціональній взаємодії СП перебуває з такими об'єктами:

- підресореним корпусом ( $V_1$ ), на який здійснюють вплив реакції і моменти з боку, пов'язаних з ним, деталей або частин деталей ПЕ, ДП та напрямних пристроїв і сам він здійснює аналогічний вплив;

- ОВ рушія ( $V_2$ ), які викликають кінематичні переміщення пов'язаних з ними деталей або частин деталей ПЕ, ДП та напрямних пристроїв і здійснюють відповідний вплив у вигляді реакцій і моментів;

- системою керування характеристиками СП ( $V_3$ ) і її керуючими сигналами (у випадку застосування такої системи);

- навколишнім повітряним середовищем ( $V_4$ ) (примусовою системою охолодження), у яку відводиться тепло, що виділяється в ДП.

У свою чергу, ОВ рушія перебувають у функціональній взаємодії з дорожнім профілем нерівностей ( $V_5$ ). Крім того, у загальному випадку вони перебувають у функціональній взаємодії із силовою установкою та трансмісією ( $V_6$ ) (реалізація тягового зусилля), а також механізмами повороту і гальмування ( $V_7$ ). Зазначені функціональні взаємодії можуть впливати на можливість реалізації тих або інших ТР складових частин СП.

Підресорений корпус перебуває у функціональній взаємодії з силовою установкою та трансмісією ( $V_6$ ), а також механізмами повороту і гальмування ( $V_7$ ), дія яких, крім усього іншого, викликає виникнення інерційних сил і моментів.

У вимушеній взаємодії СП перебуває з такими факторами навколишнього середовища ( $V_8$ ): температурою навколишнього повітря, абразивним впливом дорожнього профілю і навколишнього повітря, механічним впливом сторонніх предметів та інших факторів.

Визначимо головну складову частину СП ( $E_0$ ), користуючись такими критеріями:

- функція головної складової частини має збігатися з функцією СП або у вирішальній мірі залежати від неї;
- об'єкти навколишнього середовища для головної складової частини мають збігатися з об'єктами, на які спрямована дія СП.

Із усіх складових частин найбільш повно зазначеним критерієм задовольняють ПЕ, оскільки їх функції практично збігаються з основною функцією СП, а їх дія спрямована на підресорений корпус і ОВ рушія. Тоді ДП і напрямні пристрої позначимо, відповідно, як  $E_1$  і  $E_2$ .

Розглянемо функції, що виконуються кожною складовою частиною СП, і складемо табл. Д1 аналізу функцій (див. додаток).

На підставі проведеного аналізу та закону відповідності між функцією і структурою ТС [92], побудуємо конструктивну функціональну структуру СП ВГКМ, яка показана на рис. 7.1.

Дана структура дозволяє одержати наочну та з функціональної точки зору цільну уяву про конструкцію, складові частини СП і об'єкти, з якими вони взаємодіють.

## **7.6. Побудова потокової функціональної структури системи підресорювання**

Для одержання найбільш повної уяви про ТС, що досліджується, необхідно розглянути взаємозв'язки її складових частин між собою та з об'єктами навколишнього середовища на рівні фізичних операцій перетворення вхідних і вихідних потоків енергії, речовини і сигналів, а потім побудувати потокову функціональну структуру, що є основою для синтезу нових ефективних ФПД.

При побудові потокової функціональної структури приймемо передумови, аналогічні попередньому випадку, і скористаємося методикою, описаною в роботі [92].

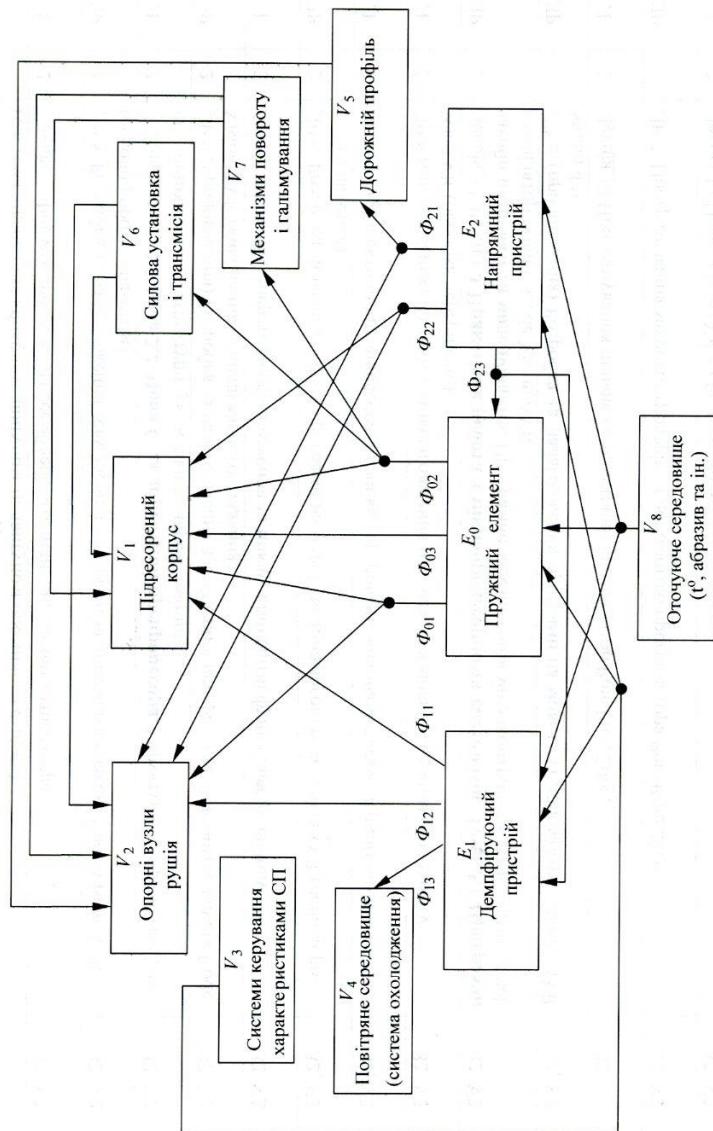


Рис. 7.1. Конструктивна функціональна структура СР ВГКМ

На відміну від конструктивної структури, при побудові потокової функціональної структури головні елементи серед складових частин не виділяються. Нумерацію складових частин і об'єктів навколишнього середовища проведемо переважно у порядку проходження через них потоків енергії, речовини і сигналів.

Як було прийнято вище, СП має такі складові частини: напрямні пристрої, які позначимо індексом (1), ПЕ відповідно позначимо (2) і ДП – позначимо (3).

Об'єктами навколишнього середовища для СП ВГKM будемо вважати: дорожній профіль нерівностей – (0–1), силову установку і трансмісію – (0–2), механізми повороту та гальмування – (0–3), ОВ рушія – (0–4), підресорений корпус – (0–5), систему керування – (0–6), систему охолодження – (0–7) і безпосередньо навколишнє середовище – (0–8).

Опис фізичних операцій, які реалізує кожна складова частина або об'єкт навколишнього середовища, містить компоненти  $A_t$ ,  $E$  та  $C_t$ , де  $A_t$  і  $C_t$  – відповідно, вхідний і вихідний потоки енергії, речовини і сигналів. Компонента  $E$  являє собою операцію з перетворення вхідного потоку у вихідний (операцію Коллера).

Проведемо опис вхідних і вихідних потоків енергії, сигналів і речовини для розглянутих складових частин СП і об'єктів навколишнього середовища, а також визначимо операції Коллера, що їм відповідають. Результати роботи зведемо в табл. Д2 (див. додаток) опису фізичних операцій складових частин СП і об'єктів навколишнього середовища, де також укажемо напрямок проходження потоку, тобто номер складової частини СП або об'єкта навколишнього середовища, звідки потік виходить (джерело), і аналогічний номер, куди потік входить (приймач). Використовуючи дані табл. Д2, побудуємо потокову функціональну структуру СП ВГKM, подану на рис. 7.2.

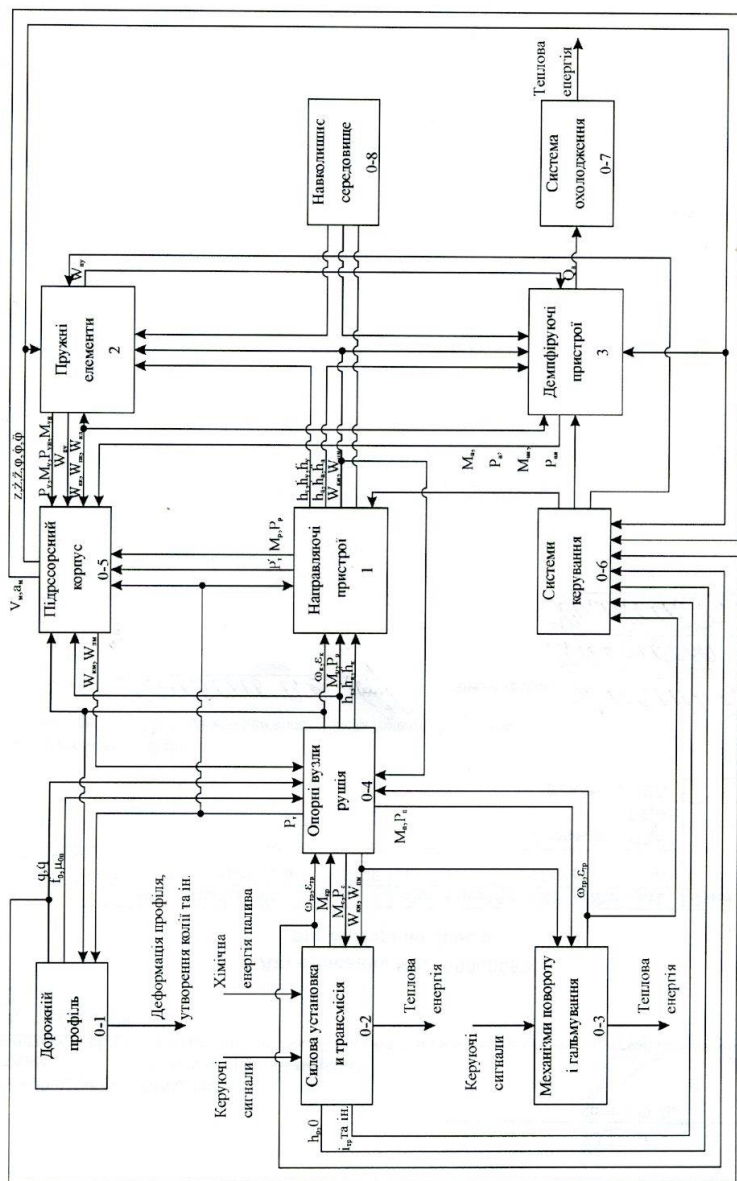


Рис. 7.2. Потокова функціональна структура СП ВГКМ

## Висновки

За результатами проведеного функціонально-фізичного аналізу можна зробити такі висновки.

I. Розроблено методологію системного оцінення технічного рівня СП ВГКМ, яка призначена для використання при створенні нових поколінь вузлів підвіски. Проведено аналіз критеріїв розвитку і показників якості СП, на базі якого запропоновано головний узагальнений показник її ефективності.

II. На сучасному етапі розвитку ПЕ СП ВГКМ основним фактором у забезпеченні кількісних значень показників якості, які вимагають поліпшення, є необхідність у кожний момент часу керувати їх жорсткістю. Аналіз ФПД ПЕ, що використовуються на цей час, показав таке:

ФПД ПЕ, що заснований на законі Гука. (ТР – торсіон).

1. Головні недоліки: ускладнена реалізація керування пружною характеристикою ПЕ; актуальність питання швидкодії системи керування; проблеми з компонуванням всередині корпусу ВГКМ і в ХЧ; великі енергоспоживання, габарити, вага та вартість керованих підвісок.

2. Причини виникнення даних недоліків – лінійна залежність між деформаціями та навантаженнями, характерна для даного ФПД, що дозволяє реалізувати тільки лінійні характеристики, а також незмінні ізотропні властивості металу, з якого виготовляється переважна більшість даних ПЕ.

3. Протиріччя розвитку – для керування пружною характеристикою даних ПЕ необхідно застосовувати складні і громіздкі ТР, які істотно погіршують технологічні і економічні критерії розвитку, а також знижують показники надійності, довговічності та ремонтпридатності.

ФПД ПЕ, що заснований на газових законах. (ТР – ПГР).

1. Головні недоліки: висока нестабільність пружних характеристик ПЕ; дискретність керування пружною характеристикою у разі необхідності забезпечення високої швидкодії системи керування; великі



габарити, вага і вартість керованих підвісок; низькі показники надійності, довговічності та ремонтпридатності.

2. Причини виникнення даних недоліків – фізична температурна чутливість пружної характеристики, обумовлена термодинамічними процесами, що протікають, а також перетікання робочої рідини в газovu порожнину та витік газу з газової порожнини в гідравлічну, які спостерігаються в процесі експлуатації; необхідність швидкої зміни працюючих в даний момент, об'ємів газів і тисків у них.

3. Протиріччя розвитку – для керування пружною характеристикою даних ПЕ необхідно застосовувати складні і громіздкі ТР, що істотно погіршують технологічні і економічні критерії розвитку та ще більше знижує показники надійності, довговічності і ремонтпридатності.

III. Аналіз ФПД ДП, що використовуються у підвісках ВГКМ на цей час, показав наступне:

ФПД ДП, що заснований на внутрішньому терті (ТР – ГА).

1. Головні недоліки:

а) недостатня енергоємність ГА; на сучасному етапі розвитку для важких ВГКМ енергоємність ДП підвіски необхідно збільшити у 3...5 разів;

б) неоптимальний закон залежності сил опору ГА від параметрів руху ОВ підвіски та коливань підресореного корпусу, що не забезпечує ефективне гасіння зазначених коливань і на деяких режимах призводить до їхнього додаткового збурення;

в) нестабільність і розкид характеристик ГА, що істотно ускладнює їх параметричну оптимізацію та може здійснювати значний негативний вплив.

2. Причини виникнення даних недоліків:

а) недостатній тепловідвід від ГА, пов'язаний з його обмеженими розмірами та існуючими обмеженнями на допустиму температуру нагріву робочої рідини;

б) властивості і характеристики, які притаманні рідкому середовищу, дозволяють реалізувати закон залежності сил опору ГА тільки від швидкості переміщення його конструктивних елементів один від

носно іншого, при цьому не враховується, який з конструктивних елементів (поршень, лопать або корпус ГА) у цей момент рухається, а який нерухомий у системі координат, що пов'язана з поверхнею дороги;

в) незадовільні в'язкісно-температурні характеристики робочих рідин і наявність допусків на виготовлення деталей ГА.

3. Протиріччя розвитку – поліпшення показників якості функціональних критеріїв і ергономічних показників вимагає істотного, часто не прийнятного для ВГКМ, ускладнення конструкції, використання систем керування і регулювання, а також застосування нових матеріалів та технологій, що призводить до погіршення інших критеріїв, зокрема, технологічних і економічних, а також знижує показники надійності, довговічності та ремонтпридатності.

ФПД ДП, що заснований на зовнішньому терті (ТР – ФА).

1. Головні недоліки:

а) недостатня енергоємність ФА;

б) заважка реалізація систем керування характеристиками ФА і неможливість їхнього використання для регулювання кліренсу та задовільнення інших спеціальних вимог, що ставить під питання можливість застосування ФА в керованих підвісках;

в) нестабільність і розкид характеристик ФА, що ускладнює його параметричну оптимізацію;

г) велика вага та вартість ФА для важких ВГКМ.

2. Причини виникнення даних недоліків:

а) недостатній тепловідвід від ФА, пов'язаний з його обмеженими розмірами і існуючими обмеженнями на допустиму температуру нагріву поверхонь тертя;

б) здійснення керування характеристиками ФА механічними засобами шляхом зміни сили стиску поверхонь тертя, залежно від ходу підвіски; реалізувати інші закони керування таким способом представляється досить проблематичним;

в) приробка і зношування поверхонь тертя, вплив температури, вологості та ін., можливість схоплювання поверхонь, виникнення зони застою і характеристики стрибкоподібного вигляду.

3. Протиріччя розвитку – як і в попередніх випадках, поліпшення показників якості функціональних критеріїв і ергономічних показників вимагає істотного ускладнення конструкції, а також застосування нових матеріалів і технологій, що призводить до погіршення показників якості технологічних і економічних критеріїв; при цьому ускладнюється реалізація керування характеристиками ФА та задоволення спеціальних вимог.

IV. Намічається межа можливостей удосконалювання СП ВГКМ у традиційних напрямках. Необхідність переходу до нових ФПД вузлів СП визначається для кожного класу ВГКМ окремо, виходячи із висунутих до них вимог, за результатами функціонально-вартісного аналізу.

В результаті проведеного функціонально-фізичного аналізу і побудови конструктивної функціональної структури СП ВГКМ закладена основа для її подальшого поглибленого аналізу на рівні фізичних операцій перетворення та ФЕ, які використовуються, що істотно полегшить пошук нових, найбільш ефективних ТР.

За результатами проведеного аналізу вхідних і вихідних потоків енергії, речовини і сигналів складена таблиця опису фізичних операцій, які реалізує кожна складова частина СП і об'єкти навколишнього середовища, що з ними взаємодіють. Побудовано потокову функціональну структуру СП ВГКМ, що є основою для синтезу її нових ефективних ФПД.

### **Контрольні запитання**

1. Охарактеризуйте ідеальну систему підресорювання, її ознаки, опис та необхідні умови для її реалізації.

2. Які групи критеріїв та показники якості використовуються при проведенні аналізу і оціненні технічного рівня СП ВГКМ? Які їх чисельні значення, що відповідають сучасним вимогам?

3. Що представляє собою головний узагальнений показник ефективності СП ВГКМ?

4. Які недоліки, причини їх виникнення та протиріччя розвитку мають відомі фізичні принципи дії пружних елементів?
5. Які недоліки, причини їх виникнення та протиріччя розвитку мають відомі фізичні принципи дії демпфірувальних пристроїв?
6. Що представляє собою конструктивна функціональна структура СП ВГКМ?
7. З якими об'єктами СП перебуває у функціональній взаємодії?
8. З якими факторами навколишнього середовища СП перебуває у вимушеній взаємодії?
9. За якими критеріями визначається головна складова частина СП при побудові конструктивної функціональної структури?
10. Що представляє собою потокова функціональна структура СП ВГКМ?
11. Що є об'єктами навколишнього середовища при побудові потокової функціональної структури СП ВГКМ?
12. Як відбувається опис фізичних операцій, що реалізує кожна складова частина або об'єкт навколишнього середовища?
13. Які стислі висновки відносно ФПД ПЕ та ДП можна зробити за результатами проведеного функціонально-фізичного аналізу?

### **Завдання для самостійної роботи**

1. Побудувати конструктивну функціональну структуру телескопічного гідравлічного амортизатора СП ВГКМ.
2. Побудувати потокову функціональну структуру телескопічного гідравлічного амортизатора СП ВГКМ.

## Розділ 8 | РЕЧОВИННО-ПОЛЬОВИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН

### 8.1. Основні положення і принципи проведення речовинно-польового аналізу систем підресорювання

При вирішенні складних задач синтезу нових ФПД ТС та ТР, що їх реалізують, для підвищення ефективності необхідно проводити її структурний речовинно-польовий аналіз. При цьому ТС, що розглядається, замінюється її спрощеною моделлю – реполем, тобто речовина – поле, розглядається їх взаємодія, виявляються тенденції розвитку ФЕ, що використовуються, та в остаточному підсумку одержуються принципово нові рішення. Проведення речовинно-польового аналізу ПЕ і ДП СП ВГКМ актуально, оскільки дозволить зробити якісний крок у вирішенні виявлених вище протиріч розвитку та перейти до нових поколінь вузлів, що розглядаються.

Основи речовинно-польового аналізу подані у роботах [5, 6,89,90]. При його проведенні будемо використовувати сформульовані раніше групи вимог до СП ВГКМ, а також розроблену класифікацію відомих ФПД ПЕ і ДП та ТР, що їх реалізують, які застосовуються в підвісках на цей час. Можливі напрямки розвитку будемо обирати, виходячи із завдання усунення недоліків відомих ФПД і ТР, з урахуванням причин їхнього виникнення та виявлених вище протиріч розвитку.

При речовинно-польовому аналізі ТС розглядається у вигляді пов'язаних між собою об'єктів – речовин  $B_i$  ( $i = 1,2,...,n$ ), які взаємодіють один з одним за допомогою полів  $P_j$  ( $j = 1,2,...,m$ ). Дані поля можуть бути різної інтенсивності і характеризують або енергетичну взаємодію речовин, або обмін інформацією між ними. Крім того, речовини можуть виділяти або поглинати енергію. У загальному випадку кількість речовин і полів може бути будь-якою.

Під речовиною прийнято розуміти будь-який об'єкт або систему, що поєднує окремі частини, які характеризуються

матеріалами, з яких вони складаються. Всі речовини умовно розділяються за ступенем зв'язаності і ступенем керованості.

Ступінь зв'язаності описується тенденцією збільшення ступеня дроблення системи, що характеризується послідовним переходом від твердої монолітної речовини до вакууму і в остаточному підсумку – до поля. На новому етапі розвитку можливий перехід від поля знову до речовини. Ця послідовність, кожна складова якої у свою чергу може бути роздроблена та утворювати комбінації з іншими, подана на рис. 8.1.

За ступенем керованості речовини розбивають на групи, чутливі до тих або інших полів, класифікація яких буде подана нижче. Керованість речовин збільшується відповідно до тенденцій збільшення керованості полів.

На цей час відомі такі види полів: фізичні – гравітаційне, механічне та електромагнітне, а також хімічні і біологічні поля. Напрямок підвищення їхньої керованості подано на рис. 8.2.

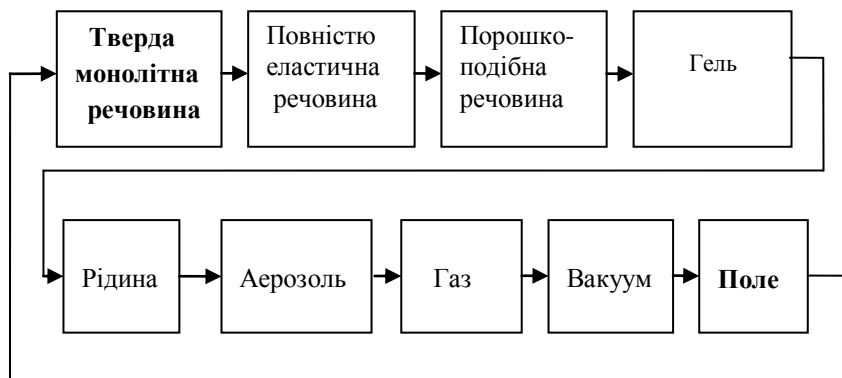


Рис. 8.1. Збільшення ступеня дроблення речовини

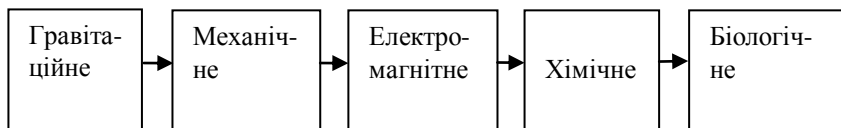


Рис. 8.2. Напрямок підвищення керованості полів

Найпростіший реполь являє собою мінімально керовану ТС, що складається із двох об'єктів (речовин) і поля (енергії) їхньої взаємодії. Тенденції розвитку реполів підкоряються закону збільшення ступеня репольності, що описує послідовну зміну структури реполів та перехід до надсистеми або на мікрорівень з метою одержання більш керованих, а відповідно і більш ідеальних ТС [5,89]. Даний процес показано на рис. 8.3.

Розвиток структури реполів складається у зміні та узгодженні речовини і поля, переході від простого реполя до комплексного (внутрішнього, зовнішнього або на зовнішньому середовищі), а потім і до складного реполя (ланцюгового, подвійного або змішаного). Подальший розвиток складається у переході до форсованих реполів, в яких використовуються більш керовані речовини та поля, що погоджені між собою (простий, комплексний або складний форсовані реполі).

Для систематизації і поглиблення речовинно-польового аналізу в роботі [90] було введено поняття гіперреполя. Гіперреполь – це група ФЕ з певним вхідним полем, які викликають функціонально ті ж самі або близько схожі вихідні результати.

Кожний з видів гіперреполів відповідно до їхнього вхідного поля має назву: гравіполь, мехполь, теполь та ін. Загальні тенденції розвитку гіперреполів представлені на рис. 8.4.

При проведенні речовинно-польового аналізу СП ВГКМ необхідно буде визначити, які види речовин та поля використовуються, на якому етапі розвитку реполів перебувають сучасні ТР ПЕ і ДП, а також тенденції та напрямки їхнього розвитку

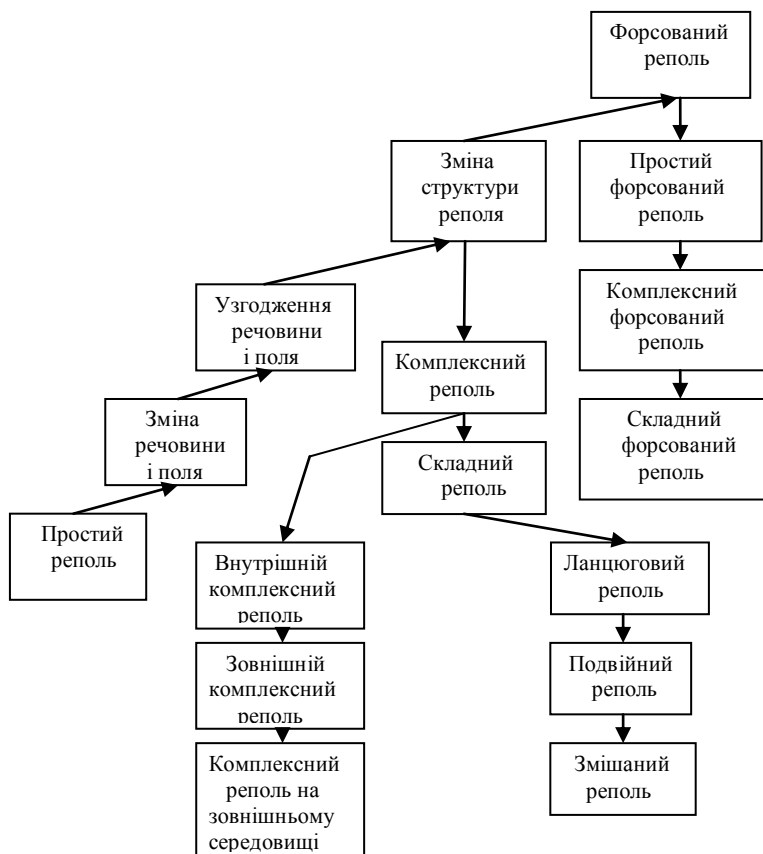


Рис. 8.3. Процес збільшення ступеня репольності технічної системи

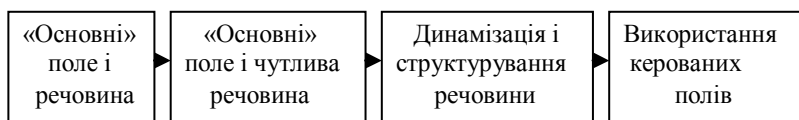


Рис. 8.4. Загальні тенденції розвитку гіперреполів



виходячи із загальних тенденцій розвитку гіперреполів, що використовуються.

Розглянемо ТС – СП ВГКМ, у якій речовинами є такі об'єкти: ОВ ХЧ, тобто колеса або котки ( $B_1$ ), ДП ( $B_2$ ), ПЕ ( $B_3$ ) і підресорений корпус машини ( $B_4$ ). Виходячи з відомих ТР СП ВГКМ можна зробити висновок, що розглянуті речовини здійснюють взаємодію один з одним і з навколишнім середовищем за допомогою механічних полів. З боку ОВ і підресореного корпусу на ПЕ та ДП діють сили і моменти (відповідно поле реакцій  $P_{\text{опор}}$  та поле коливань  $P_{\text{колив}}$ ), які викликають деформацію ПЕ та переміщення робочих органів ДП з певними швидкостями і прискореннями. У свою чергу, на ОВ діють поля реакцій ґрунту  $P_{\text{гр}}$ , а на підресорений корпус поле сил інерції  $P_{\text{інерц}}$  та поле віддачі від пострілу з озброєння  $P_{\text{озбр}}$ . Крім того, мають місце поле потенційної енергії ПЕ  $P_{\text{пот}}$  і теплове поле  $P_{\text{теп}}$ , яке відображає роботу ДП.

При побудові реполів роботи ПЕ і ДП у СП ВГКМ будемо розглядати прямий і зворотний ходи підвіски, а також кінематичну (напрямок  $-----\blacktriangleright$ ) і силову (напрямок  $\blacktriangleleft-----$ ) дії, що збурюють. Крім того, будемо враховувати режими роботи ПЕ і ДП, а також наявність їхньої взаємодії між собою. Виходячи зі сформульованих раніше недоліків ПЕ і ДП, пунктирною лінією будемо показувати неефективну взаємодію розглянутих об'єктів, а хвилястою лінією – шкідливу взаємодію між ними.

## 8.2. Речовинно-польовий аналіз пружних елементів

Використовуючи прийняті вище принципи і позначення, побудуємо реполі ПЕ СП ВГКМ та проведемо їх аналіз. При цьому для визначення неефективної або шкідливої взаємодії між об'єктами, що розглядаються, скористаємося раніше сформульованими недоліками та протиріччями розвитку ПЕ для їх найпоширеніших ФПД і ТР.

Основними недоліками зазначених ПЕ є:

1. При використанні ФПД на основі закону Гука ускладнена реалізація керування пружною характеристикою ПЕ. Актуальними є питання швидкодії можливих систем керування, а також їх великі

енергоспоживання, габарити, вага та вартість. Крім цього, є проблеми з компонуванням всередині корпусу ВГКМ і в ХЧ.

2. При використанні ФПД на основі газових законів спостерігається висока нестабільність характеристик ПЕ. Якщо є потреба забезпечення високої швидкодії можливої системи керування, то доводиться миритися з дискретністю зміни пружної характеристики. Великими є габарити, вага і вартість таких керованих підвісок. Низькі показники надійності, довговічності та ремонтопридатності.

Дані ФПД характеризуються такими протиріччями розвитку: для підвищення якості і забезпечення керування характеристиками ПЕ необхідно застосовувати складні громіздкі ТР, які істотно погіршують технологічні і економічні критерії розвитку, а також знижують показники надійності, довговічності та ремонтопридатності.

Таким чином, спостерігається неефективна взаємодія між ОВ і ПЕ, а також між ПЕ і підресореним корпусом, що пов'язане з неефективним процесом накопичення – повернення потенційної енергії ПЕ і неефективним керуванням даним процесом. В остаточному підсумку, це призводить до неефективної взаємодії між ОВ і підресореним корпусом. Крім того, на зворотному ході, коли потенціальна енергія, що накопичена ПЕ, перетворюється в ДП на теплову, спостерігається неефективний відвід останньої в навколишнє середовище і її шкідливий вплив на роботу ДП, а також і ПЕ, у випадку їхнього виконання в одному блоці.

Оскільки на зворотному ході ПЕ і ДП працюють спільно, то в цьому випадку необхідно будувати об'єднаний реполь їхньої роботи.

Виходячи з викладеного вище, реполі роботи ПЕ на прямому і зворотному ходах підвіски будуть мати вигляд, поданий відповідно на рис. 8.5 та рис. 8.6.

За прийнятою класифікацією (див. рис. 8.3) побудовані реполі роботи ПЕ являють собою складні змішані реполі.

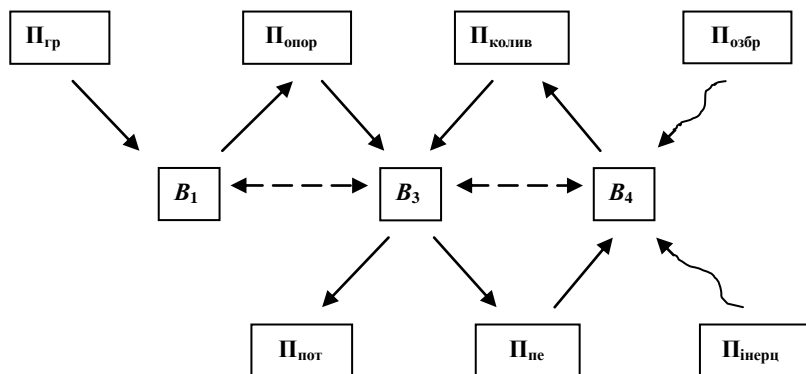


Рис. 8.5. Реполь роботи ПЕ (прямий хід підвіски)

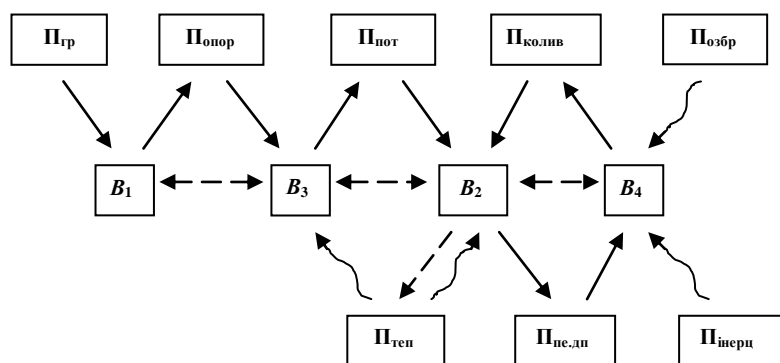


Рис. 8.6. Об'єднаний реполь роботи ПЕ і ДП (зворотний хід підвіски)

Розглянемо розвиток ПЕ СП ВГКМ як розвиток мехполю, що використовується. Основне призначення ПЕ – пом'якшувати поштовхи та удари, що виникають при русі ВГКМ по нерівностях, шляхом накопичення їхньої енергії, а також забезпечувати необхідний кліренс машини. Можливий варіант СП, коли ПЕ будуть не допускати

виникнення зазначених поштовхів і ударів (наприклад, активна підвіска).

На 1-му етапі розвитку (див. рис. 8.4) відомі ПЕ як реполі містили у собі «основне» поле – механічне та «основну» речовину – певні матеріали, рідини та гази. При цьому використовувались такі ФЕ: закон Гука при пружній деформації тіл (вигин, стиснення – розтягнення, кручення), стискуваність рідин і газові закони при стисненні – розширенні газів.

При використанні ФПД на основі закону Гука, ПЕ (ресори, пружини, торсіони, пружні буфери) виготовляються з матеріалів, здатних реалізовувати зазначений закон (метали, композитні матеріали, еластоміри, гума та деякою мірою рідині в гідравлічних підвісках). При використанні ФПД на основі газових законів, в ПЕ (гумовокордних пневмобалонах, телескопічних ПГР) робочим тілом будуть гази, деформація певних кількостей та об'ємів яких, як і в попередньому випадку, здійснюється механічними полями.

Як йшлося раніше, на сучасному етапі розвитку ПЕ СП ВГKM основним фактором у забезпеченні кількісних значень показників якості СП, які вимагають поліпшення, є необхідність у кожний момент часу керувати жорсткістю ПЕ зі швидкістю порядку 0,1...0,01 с.

З метою усунення даних протиріч був проведений пошук і аналіз альтернативних ФЕ, які б мали як «основне» механічне поле і викликали б функціонально ті самі або близько схожі з розглянутими вище ФЕ вихідні результати. За підсумками пошуку та відповідно до проведеної у підрозд. 1.4, рис. 1.7 класифікації ФПД ПЕ, які відомі на цей час, ФЕ, придатних для використання в СП ВГKM, які б усували характерні протиріччя, виявлено не було. Таким чином, можливості 1-го етапу розвитку ПЕ СП ВГKM як мехполя, що використовується, можна вважати на даний момент вичерпаними.

Розглянемо процес усунення протиріч розвитку ПЕ, відповідно до загальних тенденцій розвитку гіперреполей.

На 2-му етапі розвитку здійснюється вплив механічного поля, що використовується, на більш керовані та чутливі речовини. Інакше кажучи, на даному етапі необхідно будь-яким чином модифікувати матеріали, рідини або гази, що використовуються, або створити такі

нові речовини, які б при зміні параметрів зазначеного поля (сил, моментів, переміщень та ін.) або під дією спеціального керуючого поля змінювали б свої характеристики. Інший шлях – знайти (відкрити) нові ФЕ, які б залежно від тих чи інших параметрів механічного поля забезпечували б зміну характеристик уже відомих матеріалів, рідин або газів.

На цей час зміна характеристик «основної» речовини ПЕ полягає в основному у зміні його кількості та форми. Так, жорсткість ПЕ на основі закону Гука наприкінці ходу підвіски підвищують шляхом застосування додаткових ПЕ або використовують так звані фасонні пружини. Характеристику ПЕ на основі газових законів корегують шляхом зміни кількості газу (накачування – випуск), однак цей шлях часто не забезпечує необхідну швидкодію. Тоді здійснюють підключення – відключення додаткових об'ємів газу, що призводить до ускладнення конструкції.

У сучасному матеріалознавстві відомі певні групи речовин, чутливих до тих або інших полів. Зокрема, до механічних полів (тиску, удару, коливання та ін.), окрім власно твердих речовин, рідини та газу, чутливі п'єзоматеріали, тензоелементи, сегнетоелектрики, які широко використовуються у деяких класах ТС. Однак, як показали аналіз та попередні розрахунки, вказані матеріали не відповідають умовам використання в ПЕ в будь-якій якості через недостатню енергоємність ФЕ, які відображають їх роботу.

Таким чином, можливості даного етапу розвитку мехполя, що розглядається, теж можна вважати на даний момент вичерпаними, хоча пошук у напрямку створення чутливих до даного поля речовин, які забезпечують необхідну енергоємність та здатні досить легко змінювати свої характеристики, може привести до ефективного вирішення проблеми.

На 3-му етапі, відповідно до законів розвитку ТС і тенденцій розвитку гіперреполів, має відбуватися динамізація і структурування «основної» речовини шляхом зміни ступеня зв'язності або переходу з макро- на мікрорівень.

На цей час у відомих ТР ПЕ вже використовуються як тверді або еластичні речовини, так і рідини або гази, а також їхні комбінації.

Це наглядно видно з класифікації СП, поданої на рис. 1.1. Таким чином, зміна ступеня зв'язаності речовини, як спосіб вирішення проблеми, вже в достатній мірі реалізовано у відомих конструкціях. Однак, на даний момент практично не досліджено напрямок зміни властивостей «основної» речовини, пов'язаний з переходом з макро- на мікрорівень, що представляється надзвичайно перспективним.

На 4-му етапі розвитку відбувається підвищення керованості «основного» поля або перехід до більш керованих полів. Тенденції збільшення керованості механічного поля показані на рис. 8.7.



Рис. 8.7. Тенденції збільшення керованості механічного поля

Аналіз даних тенденцій показує, що стосовно ПЕ на основі закону Гука керованість механічного поля у випадку, коли відбувається вигин, стиснення – розтягнення або кручення даних ПЕ, перебуває на рівні «тиск». Стосовно ПЕ на основі газових законів керованість механічного поля перебуває на більш високому рівні «переміщення». До процесу стиснення – розширення певної кількості газу (рівень «тиск») у деяких ТР додається процес накачування – випускання додаткової кількості газу, тобто переміщення «основної» речовини ПЕ. Побічною гілкою ПЕ на основі газових законів є ПЕ у вигляді повітряної подушки, що використовують безповоротне переміщення «основної» речовини – повітря. Надалі можливо несвідоме використання фахівцями тенденцій підвищення керованості механічного поля, при створенні більш досконалих СП, призвело до появи так званих активних підвісок, де як «основна» речовина використовується робоча рідина, яка переміщується. Дані підвіски не мають як таких, ні пружної, ні демпфірувальної характеристик. Використовуючи сигнали датчиків, які оцінюють рельєф місцевості і

коливання підресореного корпусу машини, блок керування за допомогою виконавчих пристроїв змінює кількість робочої рідини в надпоршневій або підпоршневій порожнинах гідроциліндрів незалежних підвісок, тим самим встановлюючи кожний ОВ рушія в потрібне положення, що забезпечує найкращі параметри плавності ходу. Однак такі підвіски не одержали поширення, оскільки мають високу вартість, складну конструкцію, а для забезпечення їхнього функціонування необхідно витрачати до 30 % і більше потужності силової установки. Використання ж наступних рівней «удар» та «коливання» в СП ВГКМ представляється проблематичним.

Як вказувалося вище, можливим напрямком на 4-му етапі розвитку є перехід до більш керованих полів (див. рис. 8.2). Наступним, більш керованим після механічного поля, є електромагнітне поле, тенденції збільшення керованості якого показані на рис. 8.8.



Рис. 8.8. Тенденції збільшення керованості електромагнітного поля

До магнітних полів чутливі феро- і антиферомагнітні речовини, магніторезистори, сегнетоелектрики. До електричних полів чутливі провідники, п'єзоматеріали, рідкі кристали, електрети.

У процесі розвитку транспортного машинобудування перехід від механічного поля до електромагнітного вже був здійснений, коли треба було вирішувати проблеми, що виникають при русі поїздів з великими швидкостями. Це дозволило створити принципово нові СП ТЗ (поки тільки рейкових), які сполучили у собі функції як підвіски, так і ХЧ. Дані СП одержали назву магнітної подушки і досить широко використовуються на швидкісних поїздах у розвинених країнах. У загальному випадку перспективи заміни механічного поля електромагнітним для нерейкових ТЗ представляються мрячними,

оскільки буде потрібно використання спеціально підготовлених дорожніх полотен. Говорити ж про можливості руху по пересіченій місцевості ТЗ з такою підвіскою не доводиться.

Особливий інтерес представляє можливий перехід до більш керованого хімічного поля. Відоме ТР ПЕ, коли в одному об'ємі перебувають поглинаюча речовина і речовина, яку поглинають, тобто використовується керування процесами сорбції і десорбції. Дане ТР докладно описано у патенті [88]. У цьому випадку регулювання внутрішнього тиску, а, отже, і пружної характеристики пневматичного або гідравлічного ПЕ здійснюється шляхом зміни температури речовин. Цей шлях представляється перспективним, бо дозволяє вирішити більшість сформульованих вище протиріч, а саме спростити керування характеристиками ПЕ, одночасно підвищивши надійність і довговічність та знизивши вартість і вагу вузлів підвіски. В цьому плані також є заманливим створення, на основі розвитку відповідних наук, ПЕ та ДП підвіски у вигляді штучних м'язів, що суттєво б полегшило керування їх характеристиками.

Відносно використання в СП ВГКМ біологічного поля можна сказати, що в далекій (або не дуже далекій) перспективі можлива кардинальна зміна способу функціонування і пересування у просторі людей та ВГКМ. За деякими сучасними теоріями, все, що нас оточує і ми самі, є голограмою, яка створена за відповідною програмою, у даній точці простору з енергії, що пронизує усе навкруги. Відповідно, керуючи даною програмою, можна миттєво переміщуватися з однієї точки простору в іншу, без усяких двигунів, трансмісій та СП. Зараз це звучить фантастично, але цілком можливе, бо за допомогою даних теорій можна розрішити існуючі протиріччя квантової фізики і пояснити багато аномальних явищ та існування і поведінку НЛО.

Описані дослідження починалися із структури реполів ПЕ (див. рис. 8.5, 8.6), які були класифіковані як складні змішані реполі. Виходячи з тенденцій розвитку і класифікації репольних систем (див. рис. 8.3), відповідно до загальних тенденцій розвитку гіперреполів (див. рис. 8.4), початкова структура реполів ПЕ у процесі досліджень буде змінюватися у можливих напрямках «комплексний реполь» і «форсований реполь».



Перетворення структури реполя в комплексний реполь має на увазі введення в «основну» речовину додаткової речовини  $B_{\text{додат.реч.}}$ , на яку діють керуючим полем  $\Pi_{\text{кер.}}$ . Даний напрямок зміни структури реполя тісно пов'язаний з 2-м етапом розвитку гіперреполів. Таке перетворення має за мету підвищити керованість ТС, надати їй нові властивості і тим самим підвищити її ефективність. У випадку внутрішнього комплексного реполя додаткова речовина вводиться всередину «основної» речовини. Даний напрямок буде докладно розглянуто у наступному розділі на прикладі застосування у вузлах підвіски МРЕ.

У випадку зовнішнього комплексного реполя додаткова речовина приєднується до «основної» речовини зовнішнім чином, коли вводити її всередину неможливо або небажано. Комплексний реполь на зовнішньому середовищі має на увазі як додаткову використовувати речовину, взятую із навколишнього середовища, однак це, окрім повітря у гумовокордних ПЕ, для ПЕ СП ВГКМ представляється недоцільним.

Структура комплексного реполя ПЕ для прямого ходу підвіски подана на рис. 8.9.

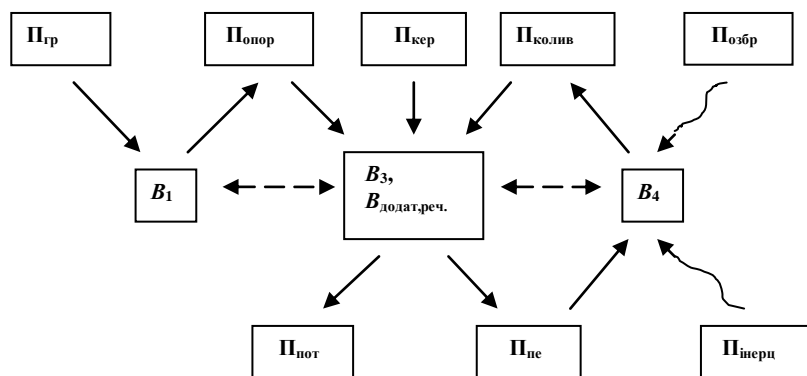


Рис. 8.9. Структура комплексного реполя ПЕ (прямий хід підвіски)

Перехід до форсованого реполя має на увазі використання більш керованих речовин і полів у простих, комплексних і складних репольних структурах. Даний напрямок зміни структури реполів тісно пов'язаний з 3-м і 4-м етапами розвитку гіперреполів, які були розглянуті вище. Як витікає з аналізу даних етапів, важливим моментом при переході до форсованих реполів є знаходження ФЕ і явищ, які дозволяють реалізувати підвищення керованості речовин і полів при обмеженнях, що накладаються як на ПЕ, так і на інші вузли підвіски та ВГКМ у цілому. Пошук і вибір даних ефектів і явищ повинен здійснюватися за допомогою розширених фондів ФЕ, шляхом їхнього всебічного аналізу.

### **8.3. Речовинно-польовий аналіз демпфірувальних пристроїв**

Як і в попередньому випадку, при побудові та аналізі реполя ДП СП ВГКМ для визначення неефективної або шкідливої взаємодії між об'єктами, що розглядаються, скористаємося раніше сформульованими недоліками та протиріччями розвитку ДП, для їх найпоширеніших ФПД і ТР.

Основними недоліками зазначених ДП є:

1. При використанні ФПД, що заснований на внутрішньому терті (ТР – ГА), це недостатня енергоємність, неоптимальний закон залежності сил опору від параметрів руху ОВ підвіски та коливань підресореного корпусу, нестабільність і розкид характеристик.
2. При використанні ФПД, що заснований на зовнішньому терті (ТР – ФА), це недостатня енергоємність, заважка реалізація керування характеристиками і неможливість його використання для регулювання кліренсу, нестабільність і розкид характеристик, велика вага та вартість.

Дані ФПД характеризуються такими протиріччями розвитку: поліпшення показників якості вимагає істотного, часто не прийнятного для ВГКМ, ускладнення конструкції, використання систем керування і регулювання, а також застосування нових матеріалів і технологій. Все це призводить до погіршення інших критеріїв, зокрема, технологічних

і економічних, а також знижує показники надійності, довговічності та ремонтпридатності.

Таким чином, спостерігається неефективна взаємодія між ОВ і ДП, а також між ДП і підресореним корпусом, що пов'язане з неоптимальними залежностями сил опору, неефективним процесом гасіння коливань і неефективним керуванням даним процесом. В остаточному підсумку, це призводить до неефективної взаємодії між ОВ і підресореним корпусом. Крім того, спостерігається неефективний відвід теплової енергії, що виділяється при роботі ДП, у навколишнє середовище і її шкідливий вплив, як на ДП, так і на ПЕ, у випадку їхнього виконання в одному блоці.

Використовуючи прийняті у підрозд. 8.1, принципи і позначення, побудуємо реполь ДП СП ВГКМ та проведемо аналіз тенденцій розвитку.

Для ДП ( $B_2$ ) з ФПД на основі внутрішнього тертя речовиною є рідке середовище (робоча рідина) – фізичне тіло, що здатне змінювати свою форму під дією як завгодно малих сил і яке є носієм енергії. На дане середовище діють такі поля: механічні поля  $P_{\text{опор}}$  і  $P_{\text{колив}}$ , відповідно з боку ОВ ( $B_1$ ) (при кінематичному збурювальному впливі) і підресореного корпусу ( $B_4$ ) (при силовому збурювальному впливі). Вони обумовлені діючими реакціями ґрунту (полем  $P_{\text{тр}}$ ), а також силами та моментами, що діють на підресорений корпус (поля  $P_{\text{озбр}}$  та  $P_{\text{інерц}}$ ). Зазначені поля створюють підвищений тиск у рідкому середовищі, при дроселюванні якого через отвори і клапани потенціальна енергія даного тиску перетворюється в теплову енергію поля  $P_{\text{теп}}$ , що відводиться у навколишнє середовище. При недостатньому тепловідводі зазначена теплова енергія негативно впливає на ДП та ПЕ.

Аналогічним чином відбувається взаємодія у випадку використання ФПД на основі зовнішнього тертя. Тут робочим тілом є поверхні тертя і матеріали, з яких вони виготовлені, а взаємодія з речовинами  $B_1$  і  $B_4$  здійснюється за допомогою тих же механічних полів, що забезпечують відносне переміщення (а можливо і стиск) даних поверхонь. У результаті тертя між зазначеними поверхнями

виникає теплове поле, що виділяється в навколишнє середовище і також може негативно впливати на ДП і ПЕ.

Виходячи з викладеного вище, реполь роботи ДП на прямому ході підвіски буде мати вигляд, показаний на рис. 8.10. Об'єднаний реполь роботи ДП і ПЕ на зворотньому ході підвіски був поданий на рис. 8.6.

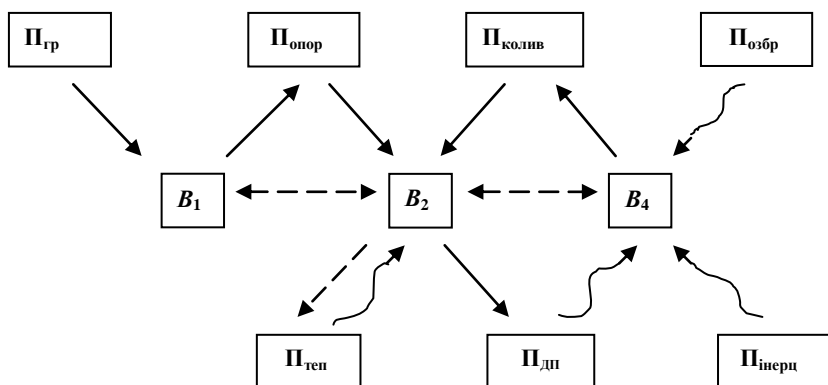


Рис. 8.10. Реполь роботи ДП (прямий хід підвіски)

За прийнятою класифікацією (див. рис. 8.3) побудований реполь роботи ДП являє собою складний змішаний реполь.

Розглянемо розвиток ДП СП ВГКМ як розвиток мехполя і теплополя, що використовуються. Головне призначення даних ДП – перетворення енергії коливань підресованого корпусу ВГКМ і потенціальної енергії, що накопичують ПЕ підвіски, у тепло. Найкращим був би варіант, коли б ДП в жодних режимах, ні в якій мірі, не сприяли б виникненню зазначених коливань, а їх енергію та потенціальну енергію ПЕ перетворювали б не в тепло, а в інший вид енергії з її подальшим використанням у корисних цілях.

На 1-му етапі розвитку (див. рис. 8.4) відомі ДП ВГКМ як реполі містять у собі «основне» поле – механічне та «основну»

речовину – робочі рідини на основі мінеральних масел і поверхні тертя сталь по сталі.

З метою усунення протиріч розвитку був проведений пошук і аналіз альтернативних ФЕ, які б мали як «основне» механічне поле і викликали б функціонально ті самі або близько схожі з розглянутими вище ФЕ, вихідні результати. За підсумками пошуку, окрім ФЕ, що відповідають класифікації ФПД ДП, наведеною у підрозд. 1.4, рис. 1.7, інших ФЕ знайдено не було.

На 2-му етапі розвитку гіперреполів здійснюється вплив «основного» поля на більш чутливі речовини. Групи речовин, чутливих до механічних полів, були розглянуті вище. Зокрема, це п'єзоматеріали, тензoelementи, сегнетоелектрики. Однак, їхнє використання в ДП підвіски ВГКМ як «основної» чутливої речовини, як і у випадку ПЕ, представляється неможливим через їх невисоку енергоємність.

Крім цього, можна якимсь чином модифікувати або створити нові робочі рідини і матеріали поверхонь тертя, які б усували (мінімізували) недоліки відомих ТР ДП. Так, на танку Леопард-2 використовуються ФА з тефлоновим покриттям поверхонь тертя і їхнім змащенням, завдяки чому стабільність характеристик, зносостійкість і довговічність вузла істотно підвищилися. В результаті цього була виключена необхідність технічного обслуговування блока підвіски до капітального ремонту танка. Стосовно ГА, з метою підвищення їхньої енергоємності, на цей час замість мінеральних використовуються синтетичні робочі рідини з більш високою допустимою робочою температурою.

На 3-му етапі, відповідно до законів розвитку ТС і тенденцій розвитку гіперреполів, має відбуватися динамізація і структурування «основної» речовини шляхом зміни ступеня зв'язності або переходу з макро- на мікрорівень (див. рис. 8.1).

На цей час у відомих ТР ДП вже використовуються як тверді (поверхні тертя) або еластичні (гума, еластоміри) речовини, так і рідини або гази (газові амортизатори), а також їхні проміжні комбінації. Таким чином, зміну ступеня зв'язності речовини, як спосіб вирішення проблем, уже в достатній мірі реалізовано у відомих

конструкціях, що дозволило покращити характеристики, знизити вагу, вирішити проблему ущільнень. Однак, на даний момент практично не досліджено напрямок зміни властивостей «основної» речовини, пов'язаний з переходом з макро- на мікрорівень, що, як і у випадку ПЕ, представляється надзвичайно цікавим.

На 4-му етапі розвитку відбувається підвищення керованості «основного» поля або перехід до більш керованих полів. Тенденції збільшення керованості механічного поля показані на рис. 8.7. Найбільш поширені сучасні ТР ДП (ГА та ФА) характеризуються використанням механічного поля на рівні «тертя» (внутрішнього або зовнішнього) у поєднанні з рівнем «тиск». Також відомі ТР ДП, що використовують механічне поле на рівні «переміщення», у яких енергія коливань підресореного корпусу ТЗ за допомогою перетворення енергії поступального руху в енергію обертального руху перетворюється в кінетичну енергію маховиків, окремих для прямого і зворотного ходів підвіски. На цьому принципі було розроблено інерційний ДП, який був описаний вище. Однак в наслідок громіздкості, складності та великої ваги такі ДП не одержали поширення. Щодо механічних полів на рівнях «удар» і «коливання», то використовувати їх у ТР ДП на даний момент не представляється можливим. У першому випадку будуть виникати неприпустимі перевантаження, а в другому – буде неможливо забезпечити прийнятну енергоємність при заданих обмеженнях за габаритами і масою. Таким чином, потенціал розвитку мехполя як «основного» поля у напрямку збільшення його керованості на цей час можна вважати вичерпаним.

Розглянемо напрямок підвищення керованості полів (рис. 8.2). Наступним, більш керованим після механічного, є електромагнітне поле, тенденції збільшення керованості якого подані на рис. 8.8.

Спроби використання електромагнітного поля замість механічного у підвісках ТЗ вживалися неодноразово. Однак такі недоліки, як невисока енергоємність та великі витрати енергії, а також велика вага вузлів (ДП або ПЕ) не дозволяли створити конкурентоздатну конструкцію. Тим не менш, як відзначалося у розд. 6, з'явилася інформація, що фірма „Bose” (виробник аудіосистем)

розробила і успішно випробувала підвіску BSS (Bose Suspension System), де замість звичайних ДП використовуються лінійні електродвигуни, які гасять коливання кузова автомобіля, споживаючи енергію бортової мережі, а на деяких режимах вони працюють як генератори, виробляючи енергію. На думку розроблювачів, така електропідвіска в найближчі роки зможе витиснути звичайні ДП [67].

Розглянемо теплове поле, що виникає при роботі ДП та шкідливо впливає як на ДП, так і на ПЕ, у зв'язку з чим зниженню теплової напруженості ДП приділяється значна увага. Оцінимо можливі альтернативні шляхи зниження теплової напруженості ДП, використовуючи тенденції розвитку теплових полів у напрямку підвищення їхньої керованості, що показані на рис. 8.11.

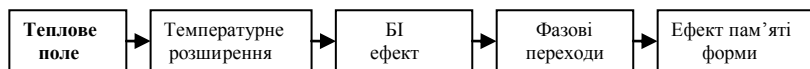


Рис. 8.11. Тенденції розвитку тепловів

До теплових полів чутливі метали, біметали, речовини, придатні для реалізації фазових переходів I і II родів, матеріали з ефектом пам'яті форми, рідкі кристали. З тепловим полем також зв'язані прояви і деяких інших ФЕ. Одним з них є магнітокалоричний ефект – зміна температури магнетика при його намагнічуванні. Для парамагнетика збільшення магнітного поля призводить до збільшення температури, що використовується для одержання наднизьких температур методом адіабатичного розмагнічування парамагнітних солей. Однак даний ефект виявився непридатним для здійснення охолодження ДП підвіски ВГКМ. Основною причиною цього є те, що він проявляється при наднизьких температурах, приблизно 1 К і використовується для досягнення ще більш низьких, близько 0,01 К, температур [104].

Розглянемо фазовий перехід II роду, коли щільність і енергія речовин змінюються безупинно, а стрибок відчують теплоємність і теплопровідність. Поблизу точки Кюрі (температура, при якій феромагнетик переходить у парамагнетик) спостерігається феромагнітна аномалія теплоємності [59]. Практично завжди можна

підібрати речовину з потрібною температурою Кюрі і використати аномальне збільшення теплоємності для підвищення енергоємності ДП. Проте, як показав аналіз, даний ФЕ також виявився непридатним для застосування у ДП. Причинами цього стали нестабільність ефекту і відсутність матеріалів, у яких би спостерігалось істотне підвищення теплоємності до необхідної для використання у ДП розрахункової величини  $12 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$ . Більш докладно ці питання будуть розглянуті у підрозд. 9.4.

Проведений аналіз показав, що найбільш ефективним способом зниження теплової напруженості ДП та підвищення їх енергоємності є збільшення тепловідводу за допомогою нетрадиційних систем охолодження, створених на основі використання фазового переходу I роду та ефекту теплової труби. Після виконання необхідних досліджень і розрахунків, що будуть розглянуті у підрозд. 9.4, автором разом зі співавторами були запатентовані дві конструкції телескопічних ГА з такими системами охолодження [78,82].

У першій конструкції використовується додаткова камера з натрієм, при плавленні якого поглинається теплота. Одного кілограма натрію достатньо, щоб пікова енергоємність ГА зросла на  $12...15 \text{ кВт}$  за проміжок часу  $8...10 \text{ с}$ . Цього цілком достатньо для подолання ВГКМ ділянки з важкими дорожніми умовами. При остиганні і переході натрію у тверду фазу тепло, яке при цьому виділяється, буде стабілізувати температуру ГА на рівні  $97,7 \text{ }^\circ\text{C}$  (температура плавлення натрію), що підвищить стабільність характеристик ГА.

У другій конструкції застосовується тепла труба, розміщена у штоці, із зоною випару в поршні та зоною конденсації на корпусі ВГКМ у місці кріплення верхньої опори ГА (в даному випадку корпус ВГКМ виконує роль радіатора). Як теплоносій у розрахунках приймалася вода, при цьому потужність, що може відводитися, склала близько  $10 \text{ кВт}$ . Ці, отримані за допомогою репольного аналізу ТР дозволяють істотно збільшити енергоємність ГА, а, отже, і плавність ходу ВГКМ, зберігши простоту конструкції, малу вагу і надійність даних вузлів.

Також, відповідно до тенденцій розвитку теплоля, були проведені дослідження у напрямку оцінення можливості використання



ефекту пам'яті форми, які привели до розробки і патентування нової СРПК ТЗ [83]. У її основі лежить використання у кожній індивідуальній підвісці ОВ спеціальної пружини (не відіграє роль ПЕ), що виготовлена з нікеліду титану, якому властивий ефект пам'яті форми [62,75]. Завдяки цьому при нагріванні електричним струмом або наступному охолодженні забезпечується зміна кліренсу машини. Більш докладно дана розробка буде описана у підрозд. 9.2.

Представлені вище дослідження відносилися до структури реполя ДП (див. рис. 8.10), який був класифікований як складний змішаний реполь. Виходячи з тенденцій розвитку і класифікації репольних систем (див. рис. 8.3), розвиток даного реполя може відбуватися за напрямками «комплексний реполь» і «форсований реполь».

Як і у випадку ПЕ, перетворення структури реполя ДП у комплексний реполь має на увазі введення трьомма, згаданими вище способами в «основну» речовину додаткової речовини  $V_{\text{додат.реч.}}$  на яку діють керуючим полем  $P_{\text{кер.}}$ . Це підвищує керованість ТС, надає їй нові властивості і тим самим підвищує її ефективність. Як вказувалося вище, даний процес відповідає 2-му етапу розвитку гіперреполів. Структура такого комплексного реполя ДП показана на рис. 8.12.

Розвиток ДП у цьому напрямку привів до створення магнітореологічних ГА, дослідженню яких присвячена велика кількість робіт і запатентовано достатнє число ТР. Як йшлося вище, суть даних ГА полягає в тому, що в робочу рідину вводяться речовини, чутливі до магнітного поля, а також усілякі присадки, що забезпечують працездатність конструкції. В цьому разі структура ДП являє собою внутрішній комплексний реполь. При накладенні на дроселюючий вузол ГА магнітного поля в'язкість такої робочої рідини у ньому змінюється практично миттєво, тим самим забезпечується просте і надійне керування характеристиками ДП. Широке розповсюдження магнітореологічних ГА на цей час стримують абразивність такої робочої рідини і її висока вартість. Вирішити дані проблеми можна, застосувавши замість магнітореологічних рідин МРЕ, що буде докладно розглянуто у наступному розділі.

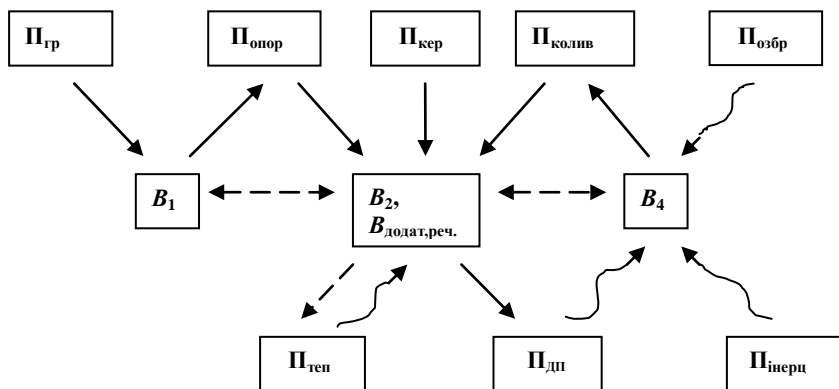


Рис. 8.12. Структура комплексного реполя ДП (прямий хід підвіски)

У випадку зовнішнього комплексного реполя додаткова речовина приєднується до «основної» речовини зовнішнім чином, коли вводити її всередину неможливо або небажано. Перехід до зовнішнього комплексного реполя був застосований автором при розв'язанні задачі реалізації керування характеристиками ФА. При цьому використовувався ефект Джонсона – Рабека – зміна коефіцієнта тертя залежно від температури. З цією метою на поверхні тертя нерухомих дисків ФА було нанесено напівпровідникове покриття, що реалізує зазначений ефект під дією нагрівання електричним струмом. Дане ТР ФА було запатентовано [84], а більш докладно це питання буде розглянуто у підрозд. 9.3.

У випадку переходу до комплексного реполя на зовнішньому середовищі, як додаткова використовується речовина із зовнішнього середовища. Використання даного напрямку з метою усунення недоліків ДП СП ВГКМ представляється недоцільним.

Наступним напрямком розвитку реполів є перехід до форсованих реполів, що має на увазі використання більш керованих речовин і полів у простих, комплексних і складних репольних структурах. Як і у випадку ПЕ, для ДП даний напрямок зміни

структури реполів тісно пов'язаний з 3-м і 4-м етапами розвитку гіперреполів. Як витікає з проведеного вище аналізу даних етапів, важливим моментом при переході до форсованих реполів є знаходження ФЕ і явищ, які дозволяють реалізувати підвищення керованості речовин і полів при обмеженнях, що накладаються як на ДП, так і на інші вузли підвіски та ВГКМ у цілому. Подальший пошук і вибір даних ефектів і явищ також має здійснюватися за допомогою розширених фондів ФЕ, шляхом їхнього всебічного аналізу.

## **Висновки**

В результаті проведених досліджень побудовані реполі ПЕ, ДП та їхньої спільної роботи, а також розглянуті ФЕ, що використовуються. Проведений на цій основі репольний аналіз показав наступне:

Репольний аналіз ПЕ:

1. В результаті пошуку та аналізу ФЕ, альтернативних тим, що вже використовуються на 1-му етапі розвитку гіперреполів, придатних для застосування в ПЕ СП ВГКМ, які б усували характерні протиріччя, виявлено не було. Таким чином, можливості 1-го етапу розвитку даних ПЕ як мехполя, що використовується, можна вважати на даний момент вичерпаними.

2. Використання в ПЕ підвіски ВГКМ відомих, чутливих до механічного поля, речовин представляється неможливим через їх невисоку енергоємність.

3. Зміну ступеня зв'язаності «основної» речовини, як спосіб вирішення проблем, на цей час у достатній мірі реалізовано у відомих конструкціях.

4. Потенціал розвитку мехполя як «основного» поля у напрямку збільшення його керованості на цей час можна вважати вичерпаним.

5. Перехід від механічного поля до більш керованого електромагнітного поля на даний момент для СП ВГКМ представляється передчасним.

6. Подальший розвиток ПЕ СП ВГКМ має перспективу за наступними можливими напрямками:

а) розробка нової «основної» речовини ПЕ, чутливої до механічного поля, або введення додаткової речовини з відповідним керуючим полем, з метою полегшення керування характеристиками ПЕ залежно від характеристик діючого механічного поля;

б) використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язаних з переходом з макро- на мікрорівень;

в) перехід до більш керованого хімічного поля на основі використання явищ сорбції та десорбції із застосуванням двох «основних» речовин.

Репольний аналіз ДП:

1. За підсумками пошуку, для 1-го етапу розвитку гіперреполів, ФЕ, альтернативних вже відомим ФПД ДП, знайдено не було.

2. Використання в ДП підвіски ВГКМ відомих, чутливих до механічного поля речовин представляється неможливим через їх невисоку енергоємність.

3. Зміну ступеня зв'язаності «основної» речовини, як спосіб вирішення проблем, на цей час у достатній мірі реалізовано у відомих конструкціях.

4. Потенціал розвитку мехполя як «основного» поля у напрямку збільшення його керованості на цей час можна вважати вичерпаним.

5. Подальший розвиток ДП СП ВГКМ має перспективу за наступними можливими напрямками:

а) модифікація «основної» речовини (робочих рідин і матеріалів поверхонь тертя) з метою усунення (мінімізації) недоліків відомих ТР ДП;

б) використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язане з переходом з макро- на мікрорівень;

в) застосування додаткової речовини (магнітореологічні ГА, МРЕ та ФА з використанням ефекту Джонсона – Рабека) і відповідного керуючого поля, з метою полегшення керування характеристиками ДП залежно від характеристик діючого механічного поля;

г) проведений аналіз теплового поля та пов'язаних з ним ефектів довів, що найбільш ефективним способом зниження теплової напруженості ДП і підвищення їх енергоємності є збільшення від них тепловідводу за допомогою нетрадиційних систем охолодження.

Для проведення пошуку в зазначених напрямках необхідно застосовувати методи синтезу нових ФПД і ТР, а для вирішення виявлених протиріч використовувати типові прийоми, які розроблені в теорії розв'язання винахідницьких задач.

Перехід до більш керованого хімічного поля для ПЕ, на основі використання явищ сорбції і десорбції, та застосування додаткових речовин з відповідними керуючими полями для ДП в кінцевому результаті з великою імовірністю може привести до створення багатофункціонального робочого середовища для єдиного вузла підвіски, що поєднає функції ПЕ і ДП, та вирішення основних протиріч розвитку вузлів СП ВГКМ.

### **Контрольні запитання**

1. Які є основні положення і принципи проведення речовинно-польового аналізу взагалі та відносно СП ВГКМ?
2. Як речовини розділяються за ступенем зв'язаності?
3. Як речовини розділяються за ступенем керованості?
4. Назвіть відомі на цей час види полів у напрямку підвищення їхньої керованості.
5. Якому закону підкоряється розвиток реполів та що є метою розвитку?
6. Що називається гіперреполем та які загальні тенденції їх розвитку?
7. Які об'єкти є речовинами при репольному аналізі СП ВГКМ та за допомогою яких полів вони здійснюють взаємодію один з одним і навколишнім середовищем?
8. У якому напрямку відбувається збільшення керованості механічного поля? Проведіть аналіз відносно відомих конструкцій ПЕ.

9. У якому напрямку відбувається збільшення керованості електромагнітного поля? Наведіть приклади відносно вузлів СП ТЗ.
10. Що таке зовнішній комплексний реполь?
11. Що таке комплексний реполь на зовнішньому середовищі?
12. Назвіть напрямки розвитку теплового поля та наведіть приклади їх використання у вузлах СП ВГKM.
13. Які речовини чутливі до теплових полів та функціонування яких відомих ФЕ пов'язано з ними?
14. Який напрямок є найбільш ефективним для зниження теплової напруженості ДП та підвищення їх енергоємності?
15. Сформулюйте стислі висновки по проведеному репольному аналізу ПЕ.
16. Сформулюйте стислі висновки щодо проведеного репольного аналізу ДП.

### **Завдання для самостійної роботи**

Самостійно побудуйте реполі роботи ПЕ і ДП на прямому та зворотному ходах підвіски та проведіть їх класифікацію.

## **Розділ 9 | ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ТА СИНТЕЗ НОВИХ ФІЗИЧНИХ ПРИНЦИПІВ ДІЇ І ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН**

### **9.1. Постановка задачі синтезу**

Проведений аналіз критеріїв розвитку та показників якості сучасних СП ВГКМ показав, що ФПД і ТР, які використовуються в їх вузлах, не дозволяють задовольнити підвищені вимоги, що висуваються до перспективних виробів. Можливим рішенням даної проблеми є перехід до нових поколінь вузлів і агрегатів СП, що використовують інші, більш досконалі ФПД і ТР.

При постановці задачі синтезу нових ФПД і ТР СП ВГКМ скористаємося методикою, описаною в роботі [92], у випадку, коли для ТС, що розглядається, потрібно поліпшити відомі прототипи. Постановка задачі складається з виконання певних етапів аналізу проблемної ситуації та функцій ТС, формулювання причин виникнення її недоліків і виявлення основних протиріч розвитку, а в остаточному підсумку – з формування ідеального рішення [24].

#### ***Етап 1. Опис проблемної ситуації.***

Проблемна ситуація при синтезі СП ВГКМ полягає у наступному:

1. Кінематичне збурювання з боку дорожнього профілю та динамічне збурювання силами, що прикладені до підресореного корпусу, викликають його коливання.
2. Коливання підресореного корпусу, обумовлені зазначеними збурюваннями, призводять до виникнення шкідливих факторів, які знижують якісні та кількісні показники ВГКМ.
3. Характеристики СП, оптимальні у плані мінімізації коливань підресореного корпусу, окремо для випадків кінематичного і динамічного збурювань, суперечать один одному.

4. Рух по сильно пересіченій місцевості обмежується геометричною прохідністю (кліренсом, базою, переднім і заднім кутами звисання), при цьому підвищується імовірність перекидання.

*Передісторія:* для вирішення даної проблемної ситуації донедавна застосовувалися наступні підходи:

1. Вибиралися параметри і характеристики СП, оптимальні для деякого узагальненого критерію якості, в який з певними ваговими коефіцієнтами входили суперечливі часткові критерії, що відповідають випадкам кінематичного та динамічного збурювань (оптимальність за Парето). Такий компромісний варіант, залежно від призначення ВГКМ, як правило, був оптимальним тільки для тих або інших зовнішніх умов і вирішував проблему лише частково.

2. Використовувалися ті або інші системи керування характеристиками СП, які здійснювали їх зміну, відповідно до діючих у даний момент збурювань (кінематичних або динамічних), а також різні системи регулювання кліренсу. Застосування зазначених систем керування і регулювання призводило до зниження надійності, довговічності і ремонтопридатності вузлів СП, підвищення складності та істотного зростання їхньої вартості.

Щоб вирішити дану проблемну ситуацію, потрібно усунути або максимальним чином мінімізувати вплив кінематичного та динамічного збурювань на підресорений корпус ВГКМ. Цьому заважають наступні протиріччя:

1. СП повинна мати «нульову» жорсткість у випадку кінематичного збурювання і максимально можливу жорсткість у випадку динамічного збурювання.

2. Наявність підйомів, спусків і нерівностей з великим перепадом висот, з одного боку, і кінцева величина динамічного ходу підвіски – з іншого, вимагають певної, не «нульової», але й не максимальної величини жорсткості ПЕ.

3. ДП на прямому ході підвіски у випадку кінематичного збурювання повинні мати мінімальний опір, оскільки він приводить до порушення коливань, а у випадку динамічного збурювання – максимальний, що забезпечує необхідне ефективне гасіння коливань.



4. На зворотному ході підвіски, незалежно від швидкості руху, а також висоти та довжини нерівностей, ДП повинні дозволяти ОВ відслідковувати нерівність з нульовою реакцією, тобто повністю відбирати накопичену ПЕ енергію, але не допускати зависання ОВ з його відривом від ґрунту.

5. Необхідність забезпечення геометричної прохідності в умовах сильно пересіченої місцевості вимагає збільшення кліренсу машини, а можливість перекидання вимагає зниження її ц. в.

6. З одного боку, вузли СП повинні бути простими, довговічними, ремонтпридатними, мати низьке енергоспоживання і невисоку вартість, а з іншого боку, для досягнення високих якісних показників необхідно використовувати дорогі та складні системи керування і регулювання, що знижує надійність, ускладнює обслуговування та ін.

Розв'язання описаної проблемної ситуації дозволить:

1. Збільшити середні швидкості руху по дорогах з розбитим покриттям, ґрунтових дорогах і на місцевості, а також рухатися по сильно пересіченій місцевості, що дасть можливість ефективно вирішувати поставлені перед ВГКМ бойові задачі.

2. Забезпечити комфортні умови для екіпажу при виконанні бойових задач та тривалих маршів, що як психофізіологічний фактор позначиться на можливості адекватно оцінювати бойову обстановку та ефективно застосовувати різноманітні види сучасного озброєння, встановленого на шасі ВГКМ.

3. Підвищити ефективність стрільби з ходу на більш високих швидкостях руху при використанні стабілізованого ракетно-гарматного та звичайного стрілецького озброєння.

4. Знизити динамічні навантаження у вузлах, агрегатах і на спеціальному обладнанні, в тому числі ракетних комплексах, а також на корпусі машини в місцях кріплення підвіски, що особливо важливо для легкоброньованих ВГКМ.

5. Підвищити конкурентноздатність вітчизняних ВГКМ на світовому ринку озброєнь.

### ***Етап 2. Опис технічної функції СП.***

Опис технічної функції  $F = (P, Q)$  містить стислу інформацію про потребу  $P$ , яку вона задовольняє, та фізичну операцію  $Q$ , за

допомогою якої дана потреба реалізується. У свою чергу,  $P = (D, G, H)$ , де:  $D$  – дія, що приводить до бажаного результату;  $G$  – об’єкт, на який спрямована дія;  $H$  – особливі умови та обмеження, при яких виконується дія. Фізична операція  $Q = (A_t, E, C_t)$  складається із трьох компонентів:  $A_t$ ,  $C_t$  – відповідно, вхідний і вихідний потоки енергії, речовини або сигналів;  $E$  – найменування операції Колера по перетворенню  $A_t$  в  $C_t$ .

Тоді якісно стосовно СП ВГКМ потребу можна сформулювати так: СП знижує ( $D$ ) амплітуди, швидкості та пришвидшення коливань підресованого корпусу ( $G$ ) при русі по нерівностях з високими швидкостями і забезпечує рух по сильно пересіченій місцевості ( $H$ ). Кількісно потребу коротко можна записати в наступному вигляді – СП знижує коливання підресованого корпусу:

а) амплітуди коливань – до мінімальних значень, що забезпечують відсутність пробойів підвіски і можливість руху по сильно пересіченій місцевості без перекидання (визначається конструкцією ХЧ конкретної машини);

б) швидкості коливань – до мінімальних значень, що забезпечують ефективне використання стабілізованого та іншого озброєння в необхідному діапазоні швидкостей руху машини (визначається конструкцією ХЧ та призначенням конкретної ВГКМ);

в) одиничні вертикальні пришвидшення – не перевищують 0,4 g (відповідають бігу людини зі швидкістю 2,5 м/с), середньоквадратична величина вертикальних пришвидшень не перевищує 0,25 g (межа зручної їзди, що відповідає звичайній ходьбі).

Особливі умови – рух по дорогах без покриття та на місцевості, по всіх нерівностях, що зустрічаються (висота та довжина нерівностей визначаються експериментально побудованими функціями розподілу, див. підрозд. 1.3) зі швидкостями до 22,22 м/с (80 км/год), а також подолання природних і штучних перешкод в умовах сильно пересіченої місцевості. Максимальна швидкість руху по дорогах з покриттям повинна становити не меншу за 27,77 м/с (100 км/год).

Фізичну операцію, що реалізує СП, у стислому вигляді можна сформулювати як: енергія кінематичного та динамічного збурення ( $A_t$ ) перетворюється ( $E$ ) у потенціальну енергію ПЕ і теплову (або іншу)

енергію ДП ( $C_T$ ); необхідна кількість перетвореної енергії становить до 7 кВт на 10 кН ваги машини.

### ***Етап 3. Вибір прототипів і складання списку вимог.***

Прототипи ПЕ та ДП необхідно вибирати на рівні кращих світових зразків, які реалізують усі відомі ФПД. Сучасні ФПД ПЕ та ДП ВГKM, що широко використовуються на цей час, та їхні перспективи були розглянуті вище.

Необхідно відзначити, що всі ДП, які використовуються на серійних машинах, перетворюють енергію коливань підресореного корпусу (а це інколи становить досить значну величину) у найнижчий вид енергії – тепло і, незважаючи на численні спроби, поки що не вдалося розробити просту, економічно доцільну конструкцію, здатну регенерувати зазначену енергію для повторного використання.

У процесі розробки і проектування необхідно задавати та уточнювати декілька ієрархічно взаємозалежних списків вимог:

1. Список функціональних вимог (перелік кількісних показників виробленої дії та особливих умов і обмежень). Нагадаємо, що на цей час одну з найважливіших функціональних вимог, а саме керування характеристиками СП, найбільш просто реалізувати, застосувавши ГПП.

2. Перелік потоків енергії, речовини або сигналів на вході та виході СП (перелік вимог і умов до вибору таких потоків). Тут потрібно враховувати, що на керування характеристиками і регулювання кліренсу необхідно витратити енергію у деяких варіантах конструкцій до 30 % від потужності двигуна. Окремо гостро стоїть проблема високої теплової напруженості ДП важких ВГKM.

3. Додаткові набори вимог, що висуваються до функціональних елементів, які залежать від прийнятої функціональної структури.

4. Для кожного з ФПД, що розглядається, додатково складаються умови і обмеження, які накладаються на вибір матеріалів, енергоспоживання та впливи на інші технічні об'єкти, людей і навколишнє середовище.

5. Додатковий список вимог за кількісними показниками маси, габаритів, компонування, регулювання, керування, безпеки експлуатації, патентоспроможності та граничної ціни.

6. Список вимог з вибору оптимальних параметрів, запасів міцності, стійкості, надійності, умов експлуатації і зберігання, технологічного устаткування, що використовується, а також взаємозамінності, стандартизації, уніфікації та ін.

***Етап 4. Складання списку недоліків прототипів.***

При складанні списку недоліків необхідно спиратися на критерії розвитку і показники якості СП ВГKM, які були розглянуті вище, з вказівкою кількісних оцінок, груп вимог і перспектив на майбутнє. Для кожного прототипу виявляються показники, що не відповідають сформульованій на етапі 2 технічній функції, а також фактори, що знижують ефективність або ускладнюють використання прототипу. Тут же вказуються показники, які бажано поліпшити. Перелік критеріїв і показників, що вимагають поліпшення, необхідно впорядкувати за ступенем важливості, а усунення найважливіших недоліків і становить головні цілі вирішення задачі.

***Етап 5. Формулювання постановки задачі.***

На даному етапі узагальнюються результати чотирьох попередніх етапів і формулюються дві частини постановки задачі:

***Дано:***

1. Якісний і кількісний описи функції СП ВГKM і обмежень, що накладаються на їхню реалізацію.
2. Перелік і опис прототипів ПЕ і ДП та вимоги до них.
3. Списки недоліків прототипів.

***Потрібно:***

В процесі синтезу СП ВГKM так змінити прототипи і знайти такі ФПД і ТР, що їх реалізують, які б забезпечували виконання необхідної технічної функції і не мали б недоліків, властивих прототипам.

## 9.2. Параметрична оптимізація та синтез нових фізичних принципів дії і технічних рішень пружних елементів

Вище, при постановці задачі синтезу було сформульовано проблемну ситуацію та протиріччя, які заважають її вирішенню. Розглянемо можливі шляхи усунення вказаних протиріч.

### *Параметрична оптимізація ПЕ.*

Проведемо оцінення впливу і можливість подолання перших двох згаданих протиріч за рахунок оптимізації характеристики ПЕ з ділянкою «нульової» жорсткості на рівні статичного ходу, на прикладі колісного бронетранспортера БТР-70М з дослідними ПГР [23]. Для цього використаємо розроблену і експериментально перевірену математичну модель руху військової КМ по нерівностях [63]. Як найбільш несприятливий, використаємо синусоїдальний профіль дорожніх нерівностей з відстанню між вершинами  $2L$ .

За вихідну була прийнята характеристика ПГР, що складалася з трьох ділянок, друга з яких мала мінімальну жорсткість, а на третій ділянці жорсткість прогресивно збільшувалася (рис. 9.1). Це має забезпечити необхідну осереднену приведену жорсткість підвіски, при якій власні частоти коливань підресореного корпусу не вийдуть за допустимі з ергономічних норм межі  $0,8...2$  Гц.

Необхідно відзначити, що використання ПЕ з ділянкою «нульової» жорсткості може приводити до зависання підвіски на початку або в кінці даної ділянки і, відповідно, до невизначеного положення підресореного корпусу машини у просторі. Це викликано наявністю тертя в шарнірах підвіски, особливо гумових сайлент-блоках важелів. Для зменшення зазначеного тертя у даному випадку гумові шарніри частково були замінені металевими шарнірами. Це, у свою чергу, знизило демпфірування у підвісці та погіршило параметри плавності ходу. Оцінення впливу гумових шарнірів на швидкісну характеристику та мінімальну прохідну висоту нерівностей у випадку звичайної торсіонної підвіски подано на рис. 9.2, з якого витікає, що за відсутності тертя і жорсткості зазначених шарнірів мінімальна прохідна висота нерівностей на резонансному режимі руху  $8,88...10,0$  м/с ( $32...36$  км/год) знизилася з  $0,14$  до  $0,1$  м.

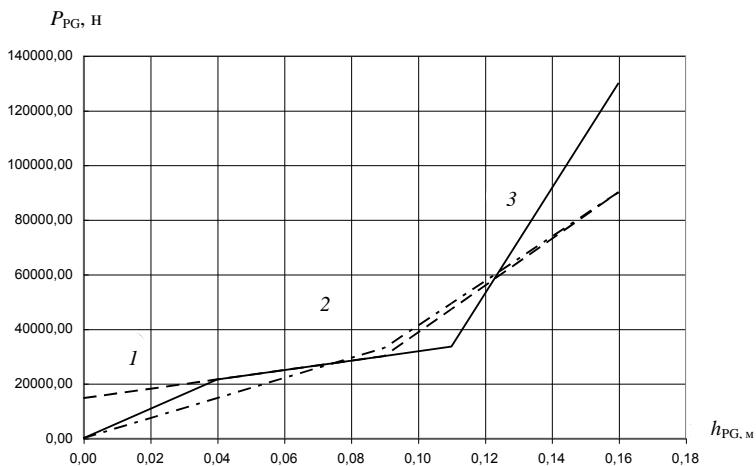


Рис. 9.1. Пружні характеристики ПГР: 1, 2, 3 – ділянки різної жорсткості; ——— вихідна хар-ка ПГР; - - - - - оптим. хар-ка ПГР; - · - · - хар-ка ПГР без ділянки «нульової» жорсткості

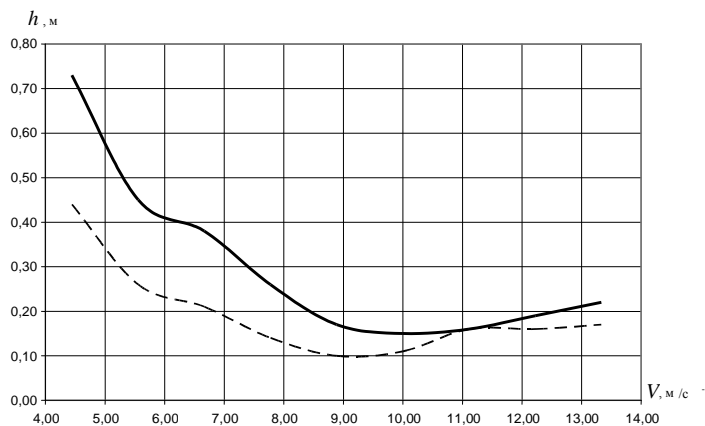


Рис. 9.2. Швидкісні характеристики СП; оцінка впливу гумових шарнірів підвіски: ——— з шарнірами; - - - - - тертя і жорсткість шарнірів відсутні

Істотно знизилася плавність ходу і на дорезонансному режимі. Таким чином, тертя в гумових шарнірах підвіски забезпечує значне демпфірування коливань підресованого корпусу КМ. Відсутність даних шарнірів має бути компенсовано збільшенням сил опору основних ДП підвіски.

На рис. 9.3 показані швидкісні характеристики СП, з яких витікає, що застосування ділянки пружної характеристики з «нульовою» жорсткістю (вихідна характеристика ПГР), у порівнянні із звичайною характеристикою, неістотно (з 0,1 м до 0,11 м) збільшило прохідну висоту нерівностей на резонансному режимі, однак значно її підняло на дорезонансному режимі (при швидкості руху 4,44 м/с (16 км/год) – з 0,31 до 0,58 м, тобто на 87 %) і на зарезонансному режимі (при швидкості руху 13,33 м/с (48 км/год) – з 0,13 до 0,23 м, тобто на 77 %).

Проведемо оптимізацію пружної характеристики з ділянкою «нульової» жорсткості дослідних ПГР. В якості проектних параметрів виберемо такі: жорсткості 1-ї, 2-ї та 3-ї ділянок пружної характеристики, а також переміщення штока ресори, що відповідають моментам початку роботи 2-ї та 3-ї ділянок. Критерій якості роботи СП подамо у вигляді інтегрального показника прохідних висот нерівностей у діапазоні швидкостей 4,44...12,22 м/с (16...44 км/год):

$$Q_{(x)} = \lambda_1 \cdot h_{\text{Пр1}} + \lambda_2 \cdot h_{\text{Пр2}} + \lambda_3 \cdot h_{\text{Пр3}}, \quad (9.1)$$

де  $h_{\text{Пр1}}$ ;  $h_{\text{Пр2}}$ ;  $h_{\text{Пр3}}$  – прохідні висоти нерівностей, відповідно, на дорезонансному, резонансному та зарезонансному режимах.

Прийmemo швидкості руху на зазначених режимах рівними, відповідно 4,44 м/с (16 км/год), 8,88 м/с (32 км/год) і 12,22 м/с (44 км/год). Вагові коефіцієнти прийmemo рівними:  $\lambda_1 = 0,25$ ,  $\lambda_2 = 0,5$ ,  $\lambda_3 = 0,25$ . Це дозволить забезпечити пріоритет підвищення прохідної висоти нерівностей на резонансному режимі. Прохідні висоти нерівностей для кожного з режимів руху будуть визначатися у процесі оптимізації.

Для пошуку максимуму критерію якості та оптимального вектора проектних параметрів, що йому відповідає, використаємо метод покоординатного підйому Гаусса – Зейделя в сполученні з методом золотого перетину для одномірного пошуку за окремим параметром.

Результати оптимізації пружної характеристики дослідної ПГР показані на рис 9.1, з яких можна зробити такі висновки:

- 1) жорсткість 1-ї ділянки характеристики необхідно знизити до рівня жорсткості 2-ї, що приводить до об'єднання ділянок;
- 2) початок роботи 3-ї ділянки характеристики повинен змінитися з 0,11 до 0,09 м;
- 3) жорсткість 3-ї ділянки характеристики необхідно зменшити на 31 %.

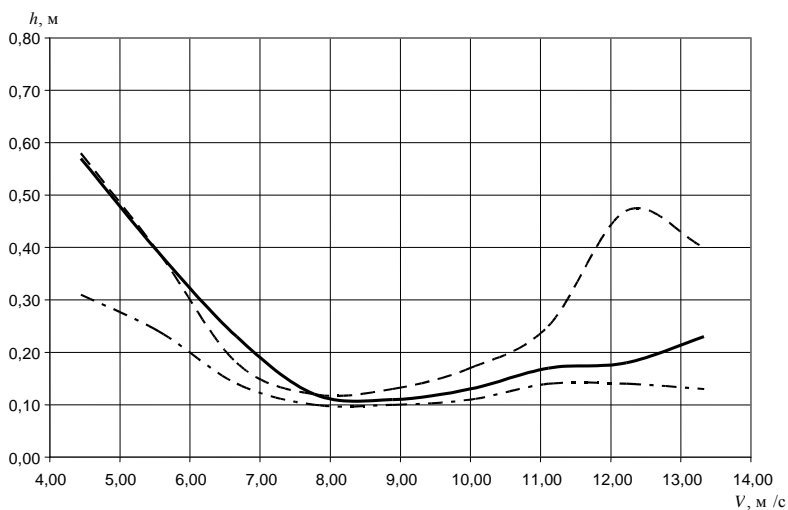


Рис. 9.3. Швидкісні характеристики СП:

- вихідна хар-ка ПГР;
- оптимальна хар-ка ПГР;
- · - · - хар-ка ПГР без ділянки «нульової» жорсткості



З поданих на рис. 9.3 швидкісних характеристик СП витікає, що проведена оптимізація забезпечила збереження високої плавності ходу на дорезонансному режимі руху (зростання прохідної висоти нерівностей склало 2 %), підвищення мінімальної прохідної висоти з 0,11 до 0,12 м (тобто на 10 %) на резонансному режимі та істотне збільшення плавності ходу на високих швидкостях руху (зарезонансний режим). При швидкості руху 12,22 м/с (44 км/год) прохідна висота нерівностей збільшилася з 0,18 до 0,48 м, тобто у 2,7 рази.

Оцінимо, на скільки необхідно збільшити сили опору основних ДП, щоб компенсувати зниження тертя в шарнірах і підняти прохідну висоту нерівностей до рівня, що відповідає сучасним вимогам. На рис. 9.4 показані швидкісні характеристики СП при отриманій оптимальній пружній характеристиці ПГР і різному опорі її ДП, вихідна характеристика яких відповідає одному штатному ГА при торсійній підвісці.

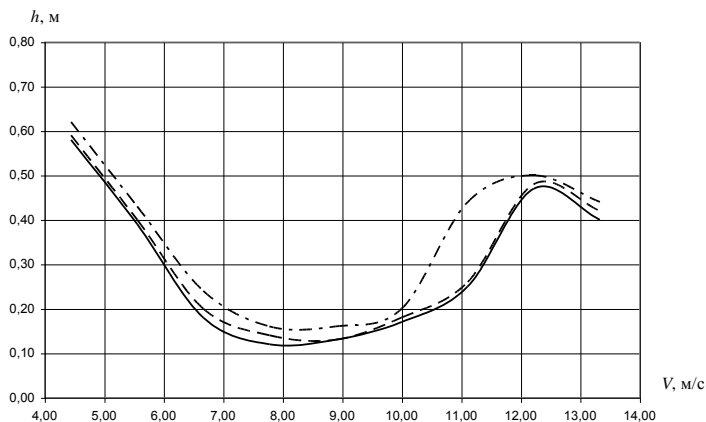


Рис. 9.4. Швидкісні характеристики СП; оцінка впливу опору основних ДП при оптимальній характеристиці ПГР:

- вихідна характеристика ДП;
- опір ДП збільшено у 2 рази;
- · - · - · опір ДП збільшено у 4 рази

Як витікає з аналізу поданих кривих, збільшення сил опору ДП відповідно у 2 і 4 рази (у випадку торсійної підвіски зі здвоєними ГА на крайніх підвісках це відповідає збільшенню сил опору у 1,33 і 2,67 рази) привело до підвищення мінімальної прохідної висоти нерівностей на резонансному режимі з 0,12 м до 0,14 і 0,16 м, відповідно.

Таким чином, використання отриманої оптимальної пружної характеристики дослідних ПГР з ділянкою «нульової» жорсткості у порівнянні із звичайною пружною характеристикою торсійної підвіски, для розглянутої КМ, привело до підвищення мінімальної прохідної висоти нерівностей на дорезонансному, резонансному і зарезонансному режимах руху відповідно на 89 %, 20 % та у 3,4 рази. Дані результати було підтверджено полігонними випробуваннями військової КМ Дозор з дослідними ПГР, які було проведено у ХКБМ ім. О.О. Морозова.

#### ***Синтез нових ФПД та ТР ПЕ.***

У розд. 8 у результаті проведеного речовинно-польового аналізу було визначено можливі перспективні напрямки подальшого розвитку ПЕ СП ВГКМ, а саме:

1) розробка нової «основної» речовини ПЕ, чутливої до механічного поля, що діє, або введення «додаткової» речовини з відповідним керуючим полем, з метою полегшення керування характеристиками ПЕ залежно від характеристик діючого механічного поля;

2) використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язаних з переходом з макро- на мікрорівень;

3) перехід до більш керованого хімічного поля на основі використання явищ сорбції та десорбції із застосуванням двох «основних» речовин.

а) *Розглянемо напрямки введення «додаткової» речовини з відповідним керуючим полем.*

Здійснимо перехід від механічного поля до більш керованого електромагнітного поля з введенням «додаткової» речовини, чутливої до даного поля.

Для цього скористаємося магнітореологічними матеріалами, що належать до так званих «інтелектуальних» або «розумних» матеріалів (smart materials), фізико-хімічні властивості та характеристики яких можуть значно змінюватися під дією зовнішніх впливів [71]. Дані матеріали складаються з магнітних частинок розміром приблизно від 10 нм до 50 мкм (тобто «додаткової» речовини), що знаходяться в діа- або парамагнітній матриці («основній» речовині), залежно від стану якої відрізняють магнітореологічні рідини, піни, гелі та еластоміри. Магнітна взаємодія між частинками залежить від наявності та напрямку їх намагніченості, розподілу у просторі, орієнтації зовнішнього магнітного поля та розподілу деформацій. Принцип дії відомих ДП з магнітореологічною рідиною, їх переваги та недоліки було описано у підрозд. 6.1.

Наступним кроком розглянемо магнітореологічні еластоміри (МРЕ), які представляють собою композити, де магнітні частинки розподілені у твердій еластомірній матриці, що полімеризується у формі. Як матриці можуть застосовуватися натуральні або синтетичні гуми, силікон, поліуретан та ін. У результаті магнітні властивості, що виникають при взаємодії частинок, поєднуються з пружними властивостями матриці, а загальні властивості оборотно можуть змінюватися під дією зовнішнього магнітного поля. Магнітні частинки всередині МРЕ можуть бути розподілені однорідно або згруповані у стовпчасті структури – ланцюжки. Для утворення впорядкованої структури, під час полімеризації матриці накладається зовнішнє однорідне магнітне поле. Під його дією частинки утворюють стовпчасті структури – ланцюжки, які в результаті полімеризації виявляються зафіксованими в матриці. За такий спосіб у процесі виготовлення можна отримати в'язкопружні МРЕ з анізотропними властивостями.

Таким чином, під дією керуючого магнітного поля можна змінювати не лише в'язкість, а і модулі пружності та зсуву МРЕ. Дані властивості можна використати для розробки принципово нових, як ПЕ, так і ДУ підвіски ТЗ, і ці питання зовсім не досліджено.

Проведемо аналіз властивостей і характеристик МРЕ та оцінимо можливість їх використання у вузлах керованої підвіски ТЗ як її ПЕ.

При цьому, у першу чергу, розглянемо діапазон керування зміною модулів пружності та зсуву МРЕ та наявність можливих побічних ефектів.

Розглянемо відомі дослідження з впливу магнітних полів на механічні властивості МРЕ, залежно від їх характеристик.

У роботі [53] подано результати експериментальних досліджень циклічного навантаження зразка МРЕ з бутилкаучуку марки БК-ФМ (40 % – карбонильное залізо) при різній індуктивності магнітного поля. Як видно з рис. 9.5, всі криві деформації мають значний гістерезис, крім того, в матеріалі спостерігається залишкова деформація, яка зникає протягом 10 хв. З поданих графіків випливає, що з ростом індуктивності магнітного поля модуль пружності даного МРЕ зростає більше, ніж у 2 рази, при цьому його зростання нелінійно зменшується, досягаючи насиченості по магнітному полю, подальше збільшення якого не призводить до істотної зміни кривих деформування.

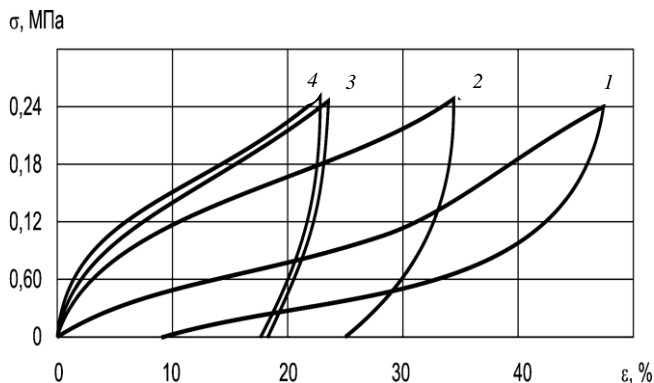


Рис. 9.5. Залежність напруг у зразку від деформації та величини магнітної індукції:

1 – 0,0 Тл; 2 – 0,3 Тл; 3 – 0,75 Тл; 4 – 1,2 Тл

На рис. 9.6 наведено криву, що відповідає накладенню та зняттю магнітного поля у процесі деформації. Магнітне поле 1,2 Тл

накладалося через певні проміжки часу. Включення магнітного поля викликало істотне зростання напруг.

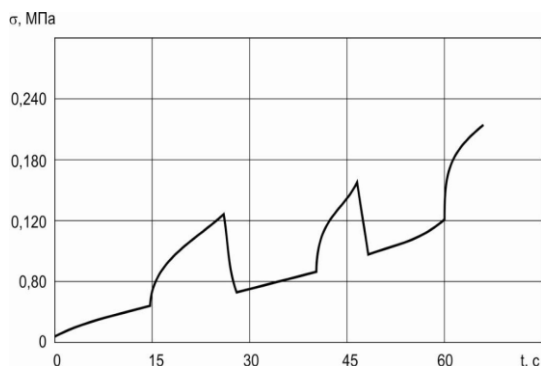


Рис. 9.6. Залежність напруги від часу деформації при накладанні та знятті магнітного поля 1,2 Тл

У роботі [120] досліджено зразки МРЕ, що містили у собі 11 % частинок карбонільного заліза (3,5 мкм), у матриці з натурального каучуку та добавок. Матриця полімеризувалася під дією зовнішнього магнітного поля  $B = 200; 400; 600; 800$  та  $1000$  мТл, що призводило до анізотропних властивостей зразків. Також досліджувався зразок з ізотропними властивостями. Результати показано на рис. 9.10.

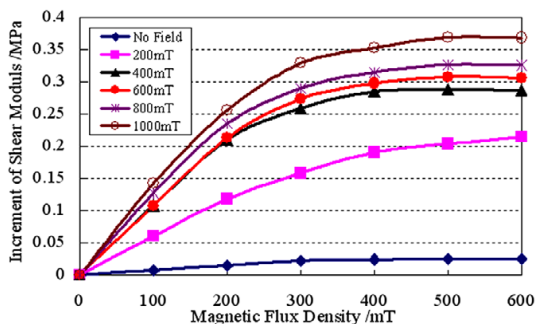


Рис. 9.10. Залежність приросту модуля зсуву від зовнішнього керуючого поля

Відомо, що модуль зсуву МРЕ може бути розділений на дві частини: перша є модулем зсуву без накладення зовнішнього керуючого поля, яка у даному випадку для кожного зразка дорівнювала 1,3 мПа. Друга частина індукується керуючим полем, що накладається. З графіків випливає, що зі збільшенням індукції керуючого поля від нуля до 600 мТл приріст модуля зсуву збільшується, досягаючи насиченості. Особливо це спостерігається у зразків з більш вираженими анізотропними властивостями.

Значний інтерес представляють результати досліджень, наведені у роботі [119]. Зразки МРЕ виготовлялися на основі силіконової матриці з концентрацією магнітних частинок від 0 до 35 %. Частина зразків мала анізотропні властивості. Розмір магнітних частинок складав 5 мкм та 40 мкм. Еластомер без магнітних частинок мав модуль пружності 50 кПа. На рис. 9.11, 9.12 подано графіки модуля пружності відповідно ізотропного та анізотропного МРЕ з різною концентрацією частинок розміром 5 мкм. На рис. 9.13, 9.14 показані аналогічні графіки для частинок розміром 40 мкм.

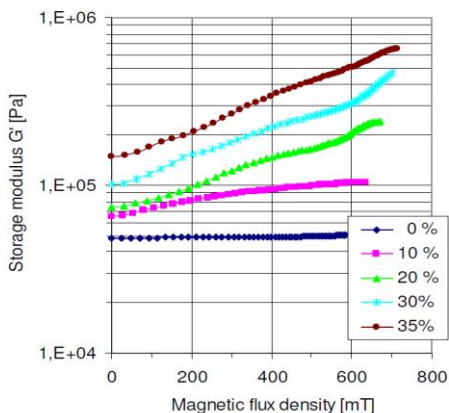


Рис. 9.11. Залежність модуля пружності ізотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (5 мкм) від індукції зовнішнього керуючого поля

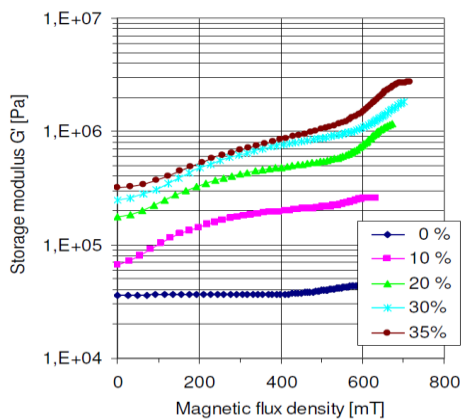


Рис. 9.12. Залежність модуля пружності анізотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (5 мкм) від індукції зовнішнього керуючого поля

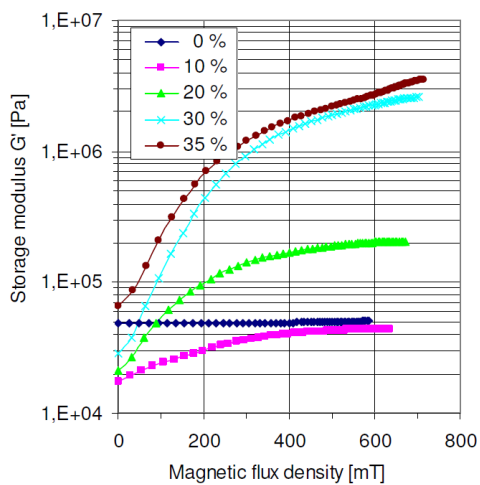


Рис. 9.13. Залежність модуля пружності ізоотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (40 мкм) від індукції зовнішнього керуючого поля

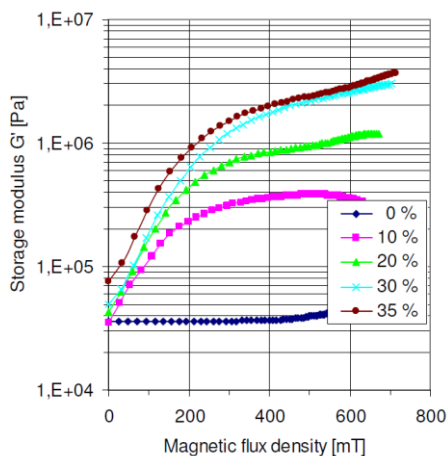


Рис. 9.14. Залежність модуля пружності анізотропного МРЕ з різною концентрацією магнітних частинок (40 мкм) від індукції зовнішнього керуючого поля

У роботі [14] отримано значний магнітореологічний ефект на ізотропних зразках з великою концентрацією магнітних частинок (35 %). Дослідження залежності пружності від концентрації магнітних частинок для звичайного ізотропного матеріалу довели, що пружність у магнітному полі зростає, як правило, тим більше, чим більше концентрація магнітного наповнювача. Експерименти показали, що при загальному ефекті наростання пружності із збільшенням напруженості магнітного поля і концентрації магнітного наповнювача спостерігається ефект максимального підвищення пружності в області малих деформацій зразка.

На рис. 9.15,*a* наведені первинні залежності напруги у зразку від його розтягування у магнітному полі і за його відсутності. Даний зразок мав об'ємну концентрацію магнітних частинок 35 % та модуль пружності 16 кПа. Як зазначено, це практично гранична концентрація, при якій зберігається достатня еластичність матеріалу. З аналізу кривих витікає, що напруги в зразку наростають значно швидше в області малих деформацій (0...5 %), ніж в області більш високих.



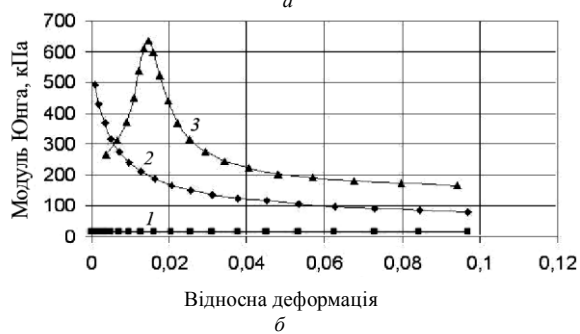
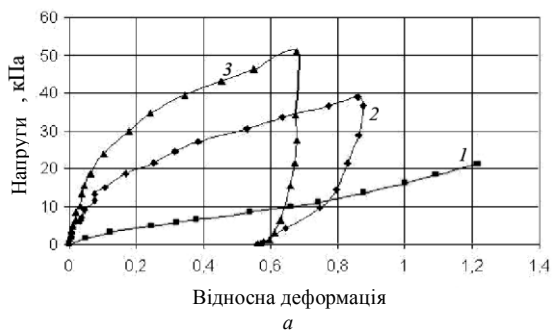


Рис. 15. Залежність напруг у зразку (*a*) і модуля пружності (*б*) від деформації в магнітних полях: 1, 2 і 3 – 0; 120 і 260 мТл відповідно

Диференційний модуль пружності залежно від деформації показаний на рис. 9.15,б. Як видно з рисунку, початковий модуль пружності зразка, рівний 16 кПа, в магнітному полі при малих деформаціях зростає до 500...600 кПа, тобто більш ніж у 30 разів. Аналогічні результати були отримані при вимірюванні напруги зсуву в магнітному полі. В цілому ж модуль пружності зразка в області великих деформацій зростає більше ніж у 10 разів. Крім того, на графіках рис. 9.15,а спостерігаються петлі гістерезису. Якщо прямі 1 навантаження і розвантаження зразка без магнітного поля збігаються, то при розвантаженні зразка в магнітному полі (криві 2, 3) спостерігається залишкова деформація в розмірі  $\approx 60$  %. При цьому залишкова деформація тим більше, чим сильніше магнітне поле і нижче пружність МРЕ.

У роботі [122] досліджено гігантське збільшення модуля зсуву: включення магнітного поля напруженістю 10 кЕ призвело до збільшення модуля зсуву для МРЕ на основі натуральної гуми на 130 %, а на основі силіконової гуми – на 878 %. Аналогічні результати були отримані у роботах [100,101,124].

Аналіз розглянутих досліджень показав, що:

1. Збільшення індуктивності зовнішнього керуючого поля призводить до суттєвого зростання модуля пружності або модуля зсуву, яке залежно від зразка склало від 25 % до 10 і більше разів. При цьому дане зростання нелінійно зменшується, досягаючи насиченості при магнітному полі у межах 0,6...1,0 Тл.

2. При малому розмірі магнітних частинок (5 мкм), найбільших приріст (900 %) модуля пружності спостерігався для зразків з анізотропними властивостями. Для ізотропних зразків даним приріст складав 400 %. Причому, чим більша була індукція поля при полімеризації матриці, тим більшим був приріст згаданих модулів. При збільшенні розміру частинок (40 мкм) різниця між ізотропним та

анізотропним зразками практично нівелювалася, а приріст модулів пружності складав 5200...5500 %.

3. Збільшення концентрації магнітних частинок від 0 до 35 % призводило до суттєвого зростання модуля пружності навіть для зразків з ізотропними властивостями. Граничною концентрацією, при якій зберігається достатня еластичність матеріалу є концентрація 40 %.

4. Збільшення розміру магнітних частинок в ізотропному зразку, викликало зростання приросту модуля пружності від 400 % при 5 мкм, до 5500 % при 40 мкм (для концентрації магнітних частинок 35 %). Для анізотропного зразку аналогічний приріст складав від 900 % при 5 мкм, до 5200 % при 40 мкм.

5. Питання швидкодії зміни модуля пружності та залежності від часу деформації досліджено недостатньо. В одній з робіт ([53]) накладання та зняття магнітного поля змінювало модуль пружності із швидкістю близько 1 с.

6. Криві деформації деяких зразків МРЕ мають досить значний гістерезис, що робить можливим їх використання як ДП підвіски.

7. При деформації окремих типів МРЕ можлива поява залишкової деформації, яка зникає протягом 10 хв. Цей ефект є негативним і може ускладнити застосування даних МРЕ як ПЕ підвіски.

8. Відносна деформація зразків при дослідженнях складала до 100 %, що дозволить забезпечити достатній динамічний хід підвіски. В області малих деформацій модуль пружності зростав значно швидше, ніж в області великих.

9. Для МРЕ характерний ефект пам'яті форми та досить значний магнітодеформаційний ефект, що можна використати у системі регулювання кліренсу .

10. Пружні характеристики зразків МРЕ залежать від їх конфігурації, вигляду, форми та розміру магнітних частинок, ступеня адсорбції матеріалу матриці на їх поверхні та параметрів самої полімерної матриці.

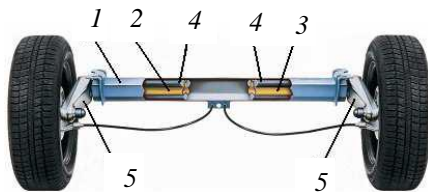
На основі проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Дослідження МРЕ знаходяться у початковій стадії: розроблено стенди та проведено дослідження, які в більшій мірі стосуються електричних і магнітних параметрів. Недостатньо досліджено значні деформації МРЕ, ресурсні показники, стабільність характеристик, енергоспоживання, вплив на працездатність температури, вологості та інших зовнішніх умов.

2. Проведений аналіз діапазону зміни модулів пружності та зсуву довів можливість застосування МРЕ як ПЕ підвіски ТЗ з характеристиками, що керуються.

3. Необхідно сформулювати чіткі вимоги до фізико-хімічних характеристик МРЕ з урахуванням специфіки їх експлуатації як ПЕ підвіски ТЗ.

На сьогоднішній день відомі гумоджгутові підвіски [4,51], які спочатку використовувалися на дешевих автомобілях малого класу, але потім отримали широке розповсюдження на сучасних причепах, у межах навантаження від 500 кг до кількох тонн. При роботі такої підвіски (рис. 9.16) внутрішня профільна труба 2 (3), що пов'язана через важіль 5 з колесом, повертається та стискає і деформує гумові джгути 4. Дані джгути розташовані між внутрішньою та зовнішньою 1 трубами, при цьому остання нерухомо закріплена на підресореному корпусі. За рахунок в'язкопружних властивостей гуми така підвіска не потребує додаткових ДП, що робить її компактною, легкою та дешевою. Крім того, вона забезпечує високу геометричну прохідність ТЗ та не потребує обслуговування. Внутрішня труба і джгути можуть бути розрізними, що робить підвіску незалежною. Якщо якість матеріалів висока, то гумоджгутова підвіска вважається надійною та довговічною, недоліком же є її низька ремонтпридатність, що обумовлено необхідністю, у разі поломки, заміни усього вузла в зборі.



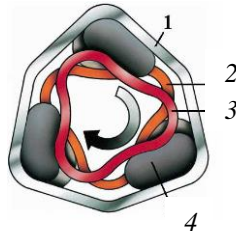


Рис. 9.16. Гумоджгутова підвіска:

1 – зовнішня труба; 2 и 3 – внутрішні труби;  
4 – гумовий джгут; 5 – важіль підвіски

Розглянемо можливість реалізації керування характеристиками підвіски колісного ТЗ за рахунок заміни гуми, що використовується у її вузлах, на МРЕ, який може змінювати свої в'язкопружні характеристики залежно від магнітного поля, що накладається.

На сьогоднішній день на колісних бронетранспортерах виробництва України БТР-3, БТР-4, Дозор та їх модифікаціях використовується двоважільна торсійна підвіска, що показана на рис. 9.17.

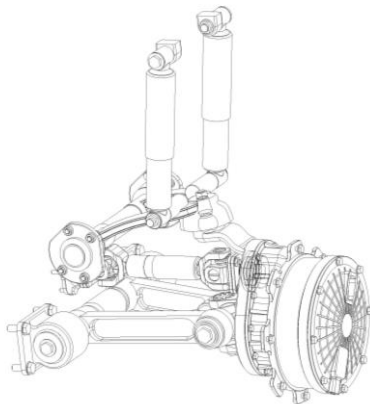


Рис. 9.17. Двоважільна торсійна підвіска колісних бронетранспортерів виробництва України

Нижній важіль пов'язаний з торсіоном, розташованим поздовж борту машини, верхній важіль – з телескопічними ГА (встановлюється по два ГА на крайніх підвісках та по одному на внутрішніх). Хід підвіски обмежується буферами стиску та відбою, що взаємодіють з верхнім важелем. Обидва важелі повертаються у гумових шарнірах, які зтягуються в положенні статичного ходу та помітно впливають на загальну пружну характеристику підвіски.

Недоліками даної підвіски є її недостатній динамічний хід (до 130 мм.), лінійна пружна характеристика та недостатня енергоємність ГА, що призводять до незадовільної плавності ходу та зниженню середніх швидкостей руху. Це зводить нанівець зусилля з модернізації силової установки та трансмісії і не дозволяє використовувати їх можливості, що зросли, при пересуванні по ґрунтових дорогах та пересіченій місцевості з високими швидкостями.

Для подолання вказаних недоліків робилися неодноразові спроби удосконалення даної підвіски, включаючи установку пневмогідравлічних ресор, з ділянкою «нульової» жорсткості на пружній характеристиці та різну кінематику їх розташування. Але це не давало суттєвого результату. Неможливість збільшення довжини важелів та кардани приводу коліс не дозволяли підвищувати динамічний хід підвіски, а значить, і її енергоємність, що знижувало ефективність усіх удосконалень. Вирішити дані проблеми можна лише шляхом застосування керування характеристиками підвіски, при цьому, необхідно позбутися недоліків традиційних ТР реалізації керування.

Замінімо звичайні гумові шарніри підвіски на шарніри з МРЕ і реалізуємо керування їх модулями зсуву та втрат шляхом накладання керуючого магнітного поля. При цьому буде збережено торсіон, який можна зробити зменшеної жорсткості, і у разі виходу системи керування із ладу підвіска перетвориться у звичайну, а машина не втратить здатності рухатися.

Таким чином, дана конструкція підвіски з шарнірами з МРЕ забезпечить максимальну уніфікацію з серійною підвіскою бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 та Дозор і не буде потребувати її

значної переробки. Один з можливих варіантів конструкції шарніра з МРЕ показаний на рис. 9.18.

Відомо, що за вимогами до плавності ходу власні частоти коливань підресореного корпусу ВГКМ повинні лежати у межах 0,8...2,0 Гц. Це забезпечується відповідною жорсткістю підвіски. На рис. 9.19 наведено межі зміни пружної характеристики підвіски БТР-4 та власне сама характеристика з урахуванням звичайних шарнірів та шарнірів з МРЕ із збільшеним на 50 % модулем зсуву. Таким чином, за допомогою керування величиною даного модуля можна забезпечити необхідну у даний момент загальну жорсткість підвіски у заданих межах.

Для дослідження магнітних полів, що створюються у втулках з МРЕ, та вибору їх раціональної конструкції було застосовано метод кінцевих елементів з використанням середовища "Femme".

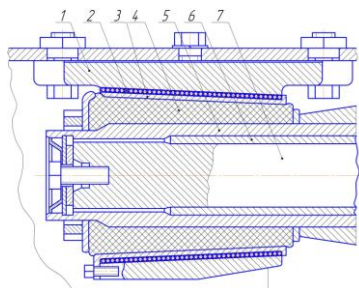


Рис. 9.18. Шарнір важеля торсійної підвіски бронетранспортера:

- 1 – кронштейн, який закріплено до корпусу машини;
- 2 – соленоїд; 3 – корпус котушки; 4 – пружна втулка з МРЕ;
- 5 – труба; 6 – ферромагнітна втулка; 7 – торсійний вал

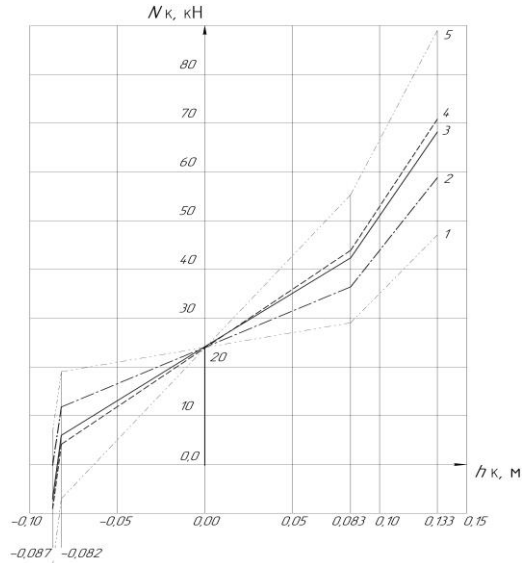


Рис. 9.19. Пружні характеристики підвіски БТР-4:

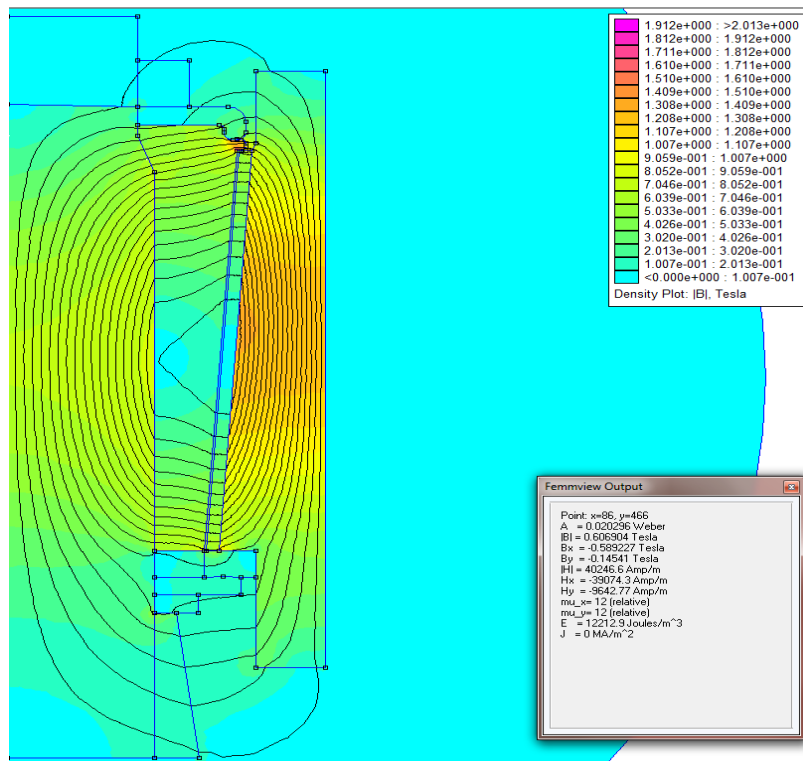
1, 5 – характеристики, що відповідають власним частотам коливань 0,8 та 2,0 Гц; 2 – характеристика, яку забезпечує торсіон; 3 – характеристика з урахуванням гумових шарнірів; 4 – характеристика з урахуванням шарнірів з МРЕ із збільшеним на 50 % модулем зсуву

фізики шарнірних конструкцій зварюваних металевих конструкцій на магніторушійна сила. На рис. 9.20 для одного з варіантів конструкції шарніра, наведено приклад розрахунку магнітного ланцюга, де можна побачити магнітний потік  $A$ , повну індукцію  $B$  та її складові за осями  $x$  та  $y$ , напруженість  $H$  магнітного поля, енергію  $E$ , що накопичена магнітним полем котушки, та щільність току  $J$  у дроті котушки МРЕ шарніра.



Рис. 9.20. Приклад розрахунку магнітного ланцюга для одного з варіантів конструкції шарніра за програмою "Femme"

конструкцію шарніра з МРЕ та вибрано матеріали для виготовлення МРЕ. За темою застосування та конструкції шарнірів з МРЕ на даний час автором разом із співавторами було подано 3 заявки та вже



отримано 2 патенти України [125,126].

Попередній розгляд показав, що енергоспоживання даної системи керування буде суттєво залежати від конструкції шарніра, матеріалів, які використовуються при виготовленні МРЕ та величини

необхідного збільшення модулів зсуву та втрат. Ці питання потребують окремого детального дослідження. З опублікованих джерел, де розглянуто дослідження властивостей МРЕ та їх використання в інших технічних об'єктах, можна зробити висновок, що у даному випадку енергоспоживання має знаходитися у прийнятних межах.

У результаті проведених досліджень було обґрунтовано застосування МРЕ у вузлах підвіски перспективних та серійних ВГКМ, з метою спрощення керування їх характеристиками та забезпечення їм нових можливостей. На прикладі пружних шарнірів підвіски бронетранспортера БТР-4 було досліджено застосування МРЕ для керування жорсткістю підвіски. Проведено розрахунок магнітного ланцюга шарніра з МРЕ при керуванні величиною його модуля зсуву, а відповідно і жорсткості підвіски у необхідних межах.

Таким чином, застосування пружних шарнірів з МРЕ дозволить значно спростити керування пружними характеристиками підвіски ВГКМ та забезпечити їй нові можливості.

б) *Напрямок використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язаний з переходом з макро- на макорівень.*

Необхідно відзначити, що згадані вище перспективні напрямки розвитку стосуються і СРПК машини, оскільки більшість їх ТР, відомих на цей час (пневматичні, гідропневматичні та електромеханічні системи регулювання), функціонують на основі регулювання або характеристик ПЕ, або кінематики напрямних пристроїв, пов'язаних з ПЕ.

Пневматичні системи регулювання містять компресор, ресивер, регулятори, повітряні магістралі, електромагнітні клапани та ін., за допомогою яких змінюється тиск у ПЕ (пневмобалонах). Гідропневматичні системи містять бак з робочою рідиною, насос, електрогідравлічні розподільники, дозатори, трубопроводи та ін., за допомогою яких змінюється кількість робочої рідини у ППР. Електромеханічні системи містять електродвигуни, черв'ячні редуктори з системою тяг, рухливу заділку торсіона та ін. У ході експлуатації даних систем було виявлено ряд недоліків, які не сприяли їхньому широкому розповсюдженню. Це складність конструкції,

низька надійність, уразливість, труднощі обслуговування, великі габарити та маса. Описані недоліки складають четверте протиріччя розвитку, що було розглянуто вище.

Вирішимо задачу підвищення ефективності роботи СПРК та кліренсу машини шляхом синтезу їх нового ФПД, який би усував дане протиріччя розвитку і відрізнявся б простотою та надійністю. Для цього по відповідним вхідним та вихідним потокам енергії і речовини, із застосуванням відомих фондів фізико-технічних ефектів [92,108,112] було проаналізовано велику кількість ФЕ, які можуть бути застосовані для використання в системах, що розглядаються.

За результатами пошуку серед інших, найбільш перспективним було визнано другий напрямок розвитку, а саме, використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язаних з переходом з макро- на мікрорівень. Одним з ФЕ, що характеризує даний напрямок, є ефект пам'яті форми, властивий деяким матеріалам та сплавам, що також належать до «інтелектуальних» матеріалів. Найбільш докладно він описаний у джерелах [62,75,93].

Сутність ефекту пам'яті форми полягає у наступному: якщо з такого матеріалу або сплаву виготовити, наприклад, пружину, потім нагріти її, остудити та розтягнути підвішеним вантажем, то при повторному нагріві, навіть на меншу температуру, пружина стиснеться, прийме початкову форму і підніме вантаж. Це стосується не тільки пружини, а і будь-якої іншої форми. Найбільш поширеним і дослідженим на цей час матеріалом з ефектом пам'яті форми є сплав нікелю (55 %) з титаном (45 %) – нітинол (Ni-Ti).

У вихідному стані матеріал з ефектом пам'яті форми має певну структуру. При деформації одні пласти матеріалу витягаються, а інші стискаються. Витягнуті структури – мартенситні пластини, звичайні для металевих сплавів, але незвичайним є те, що в матеріалах з пам'яттю форми мартенсит термopужний. При нагріванні термopужність мартенситних пластин починає проявлятися, в них виникають внутрішні напруження, які прагнуть повернути структуру у вихідний стан, тобто стиснути витягнуті пластини і розтягти ті, що були стиснені. Таким чином, даний матеріал проводить

автодеформацію у зворотний бік і відновлює свою вихідну структуру, а разом з нею і форму.

Ефект пам'яті форми може проявлятися кілька мільйонів циклів і посилюватися попередніми термообробками. Можливі реверсивні ефекти пам'яті форми, коли матеріал при одній температурі «згадує» одну форму, а при іншій температурі – іншу. Чим вище температури зворотного мартенситного перетворення, тим у меншому ступені виражений ефект пам'яті форми.

Вперше сплав з пам'яттю форми (Ni-Ti-Fe) був застосований на літаку F-14 (США) у 1971р. На цей час дані матеріали, крім іншого, використовують для розкриття сонячних батарей та антен космічних апаратів замість раніше застосованих піротехнічних способів розкриття, які створювали безліч проблем. Використання матеріалів з пам'яттю форми дозволило усунути всі проблеми та надало можливість неодноразово перевірити працездатність систем ще на землі. Особливий інтерес пов'язують із здатністю таких матеріалів створювати значні зусилля. Наприклад, стрижень із нікеліда титана, легovanого цирконієм, при діаметрі 100 мм розвиває зусилля до тисячі тонн. Така властивість є основою при проектуванні потужних малогабаритних пресів.

Для одержання прийнятних характеристик ефекту пам'яті форми необхідно, щоб деформація не перевищувала певну величину. Оптимальна величина деформації залежить від багатьох умов, таких як термообробка, число циклів роботи, навантаження, форма та розміри конструкційного елемента, але в загальному випадку, при незначному числі циклів роботи, оптимальна деформація для сплаву Ni-Ti становить приблизно 6...8 %, а для сплаву Cu-Zn-Al – близько 2 %.

Розробимо СРПК ВКГМ на основі нового синтезованого ФПД з використанням виконавчого органу із сплаву Ni-Ti, якому властивий ефект пам'яті форми. Принципова схема підвіски з даною системою регулювання подана на рис. 9.21, де пружина 1 виготовлена з нікеліду титана з відповідною термічною обробкою та «запам'ятовуванням» форми. Дана пружина пластично деформована (розтяганням) і закріплена одним кінцем через ізолюючу прокладку 2 до корпусу машини, а іншим кінцем через аналогічну прокладку до рухливої

заділки 3, торсіону 4. Заділка 3 пов'язана із храповим механізмом 5. Протилежний кінець торсіона пов'язаний з балансиrom підвіски 6, який у свою чергу пов'язаний з колесом (котком) 7. Для фіксації положення рухливої заділки 3 також використовується упор 8.

Зміна положення корпусу ВГКМ у статиці здійснюється шляхом нагрівання електричним струмом пружини 1, що приводить до її

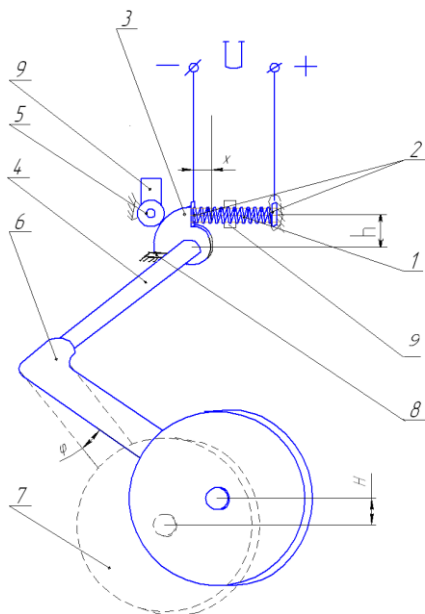


Рис. 9.21. Принципова схема підвіски з системою регулювання

стискування внаслідок ефекту пам'яті форми (повернення форми, що «запам'яталася»). Одночасно із цим відбувається розблокування храпового механізму 5 за допомогою блокуатора 9. Стискування пружини 1 приведе до повороту рухливої заділки 3, а отже і балансира 6 на кут  $\varphi$ , що приведе до збільшення кліренсу на величину  $H$ . При досягненні необхідного кліренсу храповий механізм 3 блокується і

знімається напруга із пружини 1. Для повернення кліренсу до вихідного положення храповий механізм розблоковується і ВГКМ під власною вагою повертає рухливу заділку 3 торсіона 4, поки вона не торкнеться упору 8. При роботі в різних кліматичних умовах температура пружини контролюється термодатчиком 10.

Попередні розрахунки, проведені для ГМ МТ-ЛБ, за методикою, представленою у джерелі [75], показали принципову можливість створення такої СРПК для легких ВГКМ, яка і була запатентована автором [83]. Розміри пружини визначалися з її необхідного робочого ходу (деформації) та навантажень, що діють на неї з боку підвіски. Виходячи з кінематики підвіски робочий хід приймався рівним 30 мм, що забезпечувало зміну кліренсу на 96 мм. Було одержано такі розміри пружини: діаметр 0,0733 м, кількість витків 6, діаметр прутка 0,0368 м, вага 9,88 кг. Схему підвіски ГМ з підтримуючими котками та запропонованою системою регулювання показано на рис. 9.22.

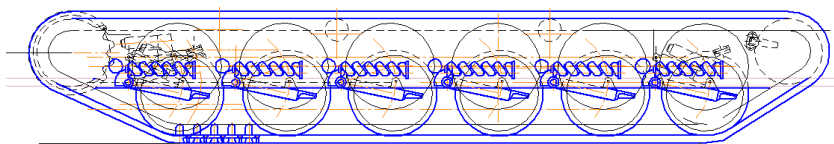


Рис. 9.22. Схема підвіски ГМ з системою регулювання положення корпусу на основі використання сплаву з ефектом пам'яті форми

Використання матеріалів з ефектом пам'яті форми у СРПК ВГКМ порівняно з аналогічними традиційними конструкціями (пневматичними, гідравлічними або електромеханічними) має ряд переваг і недоліків. Як довели дослідження, основними проблемами використання ефекту пам'яті форми з метою регулювання положення корпусу ВГКМ є:

1) обмежена величина регулювання положення корпусу (для кліренсу – у межах 100...120 мм), внаслідок недостатнього робочого

ходу пружини, при її прийнятних габаритах та масі (деформація повернення форми складає до 8 %);

2) система регулювання має досить високе енергоспоживання, яке витрачається на нагрів пружин та їх охолодження;

3) велика вартість сплаву нікеліду титану, який у порівнянні з іншими має найкращі показники за ефектом пам'яті форми.

Для вирішення даних проблем потрібні пошук та створення нових матеріалів і сплавів з більш вираженим ефектом пам'яті форми та меншою вартістю.

Тим не менш, використання даного ефекту у СРПК ВГКМ представляється надзвичайно перспективним, бо забезпечується простота конструкції у сполученні з її високою надійністю, при відсутності обслуговування.

3) *Напрямок переходу до більш керованого хімічного поля на основі використання явищ сорбції та десорбції із застосуванням двох «основних» речовин.*

Вище було розглянуто недоліки пневматичних, гідропневматичних та електромеханічних СРПК. Для усунення даних недоліків застосуємо ефект адсорбції, коли зміна кількості робочого тіла у ПГР та тиску у ній, а, відповідно, і регулювання положення підресованого корпусу, відбувається за рахунок процесів сорбції – десорбції у системі адсорбент – адсорбат.

Адсорбцією називається процес зміни концентрації речовини біля поверхні розділу фаз у порівнянні з об'ємною фазою. У процесі адсорбції беруть участь як мінімум дві речовини – адсорбент і адсорбтив. Адсорбент – це тіло, на поверхні або в об'ємі якого відбувається концентрація речовини, що поглинається. Адсорбтив – речовина, що поглинається у процесі адсорбції, яка знаходиться в газовій або рідкій об'ємній фазі (після поглинання – адсорбат). Процес збільшення концентрації речовини у приповерхневому шарі називається сорбцією, а зменшення концентрації – десорбцією. Дані процеси можуть виникати в разі дії різноманітних чинників. Це зміна температури, опромінення, вплив електричного поля та ін.

Залежно від сил, які обумовлюють адсорбцію, всі адсорбційні явища розділяються на дві основні групи: фізичну адсорбцію і хімічну адсорбцію, або хемосорбцію.

Фізична адсорбція викликана Ван-дер-Ваальсовими силами взаємодії між молекулами адсорбенту і адсорбату. Ці сили незначні, тому теплота фізичної адсорбції складає 10...40 кДж/моль. Фізична адсорбція не потребує енергії активації.

Хімічна адсорбція виникає внаслідок хімічного зв'язку між адсорбентом і адсорбатом. Теплота хемосорбції становить 100...400 кДж/моль, а сам процес хемосорбції має активаційний характер.

Фізична адсорбція майже завжди має зворотній ефект у відношенні до зміни тиску і температури, хімічна адсорбція часто незворотна.

Залежно від чинників, які зумовлюють процеси сорбції і десорбції, існують такі види адсорбції, як фотоадсорбція (залежність процесу від освітлення, у багатьох випадках має неповний зворотній ефект) і термоадсорбція (залежність процесу від температури має зворотній ефект).

Основною умовою існування процесу термоадсорбції є зміна температури системи адсорбент – адсорбат. Також цей ефект може виникати під час зміни тиску в даній системі.

Робочими параметрами процесу адсорбції є температура, тиск і величина адсорбції. Діапазон температур є достатньо широким, нижня межа – температура кристалізації адсорбату, верхня – межа стійкості адсорбенту. Тиск при цьому може змінюватись від вакууму до десятків мПа. Величина адсорбції також залежить від матеріалів системи адсорбент – адсорбат.

На явищі адсорбції базується велика кількість методів очистки від шкідливих домішок повітря, води та продуктів у харчовій промисловості, а також відпрацьованих мастильних матеріалів [52].

У зв'язку з тим, що у даному випадку ФЕ має бути зворотнім, для подальших досліджень оберемо ефект термоадсорбції (різновид фізичної адсорбції). Крім того, у порівнянні з іншими цей ефект більш вивчений та у ньому використовуються більш доступні матеріали.



Для забезпечення високої ефективності необхідно обрати таку систему адсорбент – адсорбат, яка б забезпечувала найбільшу різницю адсорбції газу при заданій зміні температури. Це пояснюється тим, що при значних величинах різниці адсорбції газу маса адсорбенту, який потрібен для поглинання встановленої кількості газу, менша, а це у свою чергу вплине на об'єм, який займатиме адсорбент, та на розміри самого адсорбера.

При проведенні патентного пошуку було виявлено приклад використання ефекту адсорбції для керування пневморесорою, конструкція якої подана на рис. 9.23 [88].

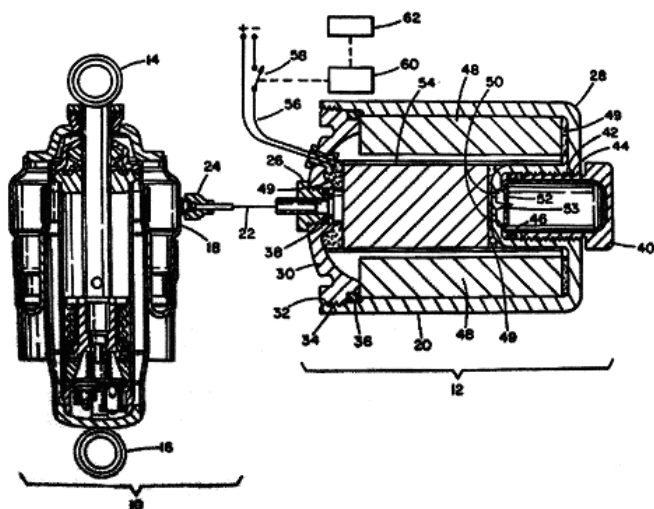


Рис. 9.23. Схема регульованої пневморесори і пристрою керування з використанням ефекту адсорбції

Пневморесора 10 має пристрій для керування 12 і газовий відсік 18, зв'язаний з корпусом 20 пристрою керування 12 через лінію газопостачання 22 і відповідні штуцери 24 та 26. Газ у межах відсіку 18 або у межах корпусу 20 може вільно переміщуватися між відсіком і корпусом.

Металевий герметичний патрон зарядки 40 змонтовано на корпусі 20, з протилежного боку від штуцера 26. Корпус 20 завантажено адсорбентом 48, який складається з гранул цеолітів 5А і 13Х і утримується у твердих корпусах.

Корпус 20 також містить зарядку адсорбованої речовини в межах його внутрішньої частини. Адсорбована речовина укомплектована патроном 40. Перед встановленням патрона 40, середовище корпусу 20 є відкритим завдяки отворах 50. Перед установленням, патрон містить адсорбат, який ізольовано мембраною 52. Після встановлення голка 53 пробиває мембрану і вивільняє адсорбат у внутрішню частину корпусу. Як найбільш прийнятний, у даному пристрої як адсорбат використовується газ двоокису вуглецю. Збільшення температури адсорбенту 48 і адсорбату здійснюється за допомогою нагрівача 54, який простягається через корпус 20 і пов'язаний через дроти 56 і перемикач живлення 58 з джерелом електроживлення. Елемент 54, нагріваючи до високих температур внутрішню частину корпусу 20, включаючи адсорбент і адсорбат, викликає десорбцію. У свою чергу, десорбція викликає підвищення тиску у корпусі 20. Оскільки корпус 20 і відсік 18 з'єднані між собою, тиск у межах відсіку 18 також підніметься. І навпаки, охолодження корпусу 20 викликане тепловитратами в оточуюче середовище, збільшить адсорбцію, що зменшить тиск у відсіку 18.

У роботі [27] автором було проведено вибір системи адсорбент–адсорбат для застосування у СРПК на основі використання ефектів сорбції – десорбції для ГМ з ГПП легкої категорії за масою. Як речовини було обрано метан та вуглецевий адсорбент АУК. Визначено кількість газу та маса адсорбенту, що необхідні для регулювання кліренсу у межах 0,2...0,6 м.

У роботі [38] для СРПК, що розглядається, було проведено попередній розрахунок її енергоспоживання, накреслено шляхи його зниження, сформульовано бажані характеристики системи адсорбент – адсорбат та зроблено наступні висновки:

1. Використання ефекту адсорбції у СРПК ГМ потребує досить великого енергоспоживання, яке для системи адсорбент – адсорбат, що використовується, виходить за межі можливостей звичайного

генератора машини. Для зменшення енергоспоживання до допустимої величини необхідно:

- застосувати запропоновану конструкцію адсорбера з теплоізоляцією, яка дозволить знизити енерговитрати у 5 разів;
- збільшити час регулювання кліренсу та зменшити межі його регулювання;
- знайти або створити речовини для нової системи адсорбент – адсорбат, яка б мала сумарну теплоту конденсації адсорбтива та молярну теплоту адсорбції на рівні 3 кДж/моль.

2. Прийнята при розрахунках система адсорбент – адсорбат при допустимому енергоспоживанні дозволяє реалізувати регулювання кліренсу у незначних межах і лише для ГМ легкої категорії за масою.

Проведемо розрахунок СРПК на основі застосування ефекту адсорбції для ГМ з одноступінчастими ПГР, схема підвіски якої показана на рис. 9.24.

Дана СРПК складається з одноступінчастої ПГР 1, пневмоциліндр якої з'єднаний за допомогою трубопроводів 4, штуцера 6 і гайок 5 зі спеціальною камерою – адсорбером 2, в якому знаходиться адсорбент. Адсорбер (рис. 9.25) має циліндричну форму із порожниною в центральній частині, де знаходиться газ. Адсорбент знаходиться у спеціальній сітці, яка утримує його у незмінному положенні і забезпечує вільний доступ до нього газу з пневмоциліндра ПГР. Зовнішня частина сітки контактує з нагрівачем, за допомогою якого можна змінювати температуру адсорбента. На виході з пневмоциліндра ПГР розташований клапан 3, що дозволяє від'єднати пневмоциліндр від адсорбера після закінчення процесу регулювання кліренсу. Нагрівач, встановлений у адсорбері, електричний, під'єднаний до електромережі ГМ за допомогою дротів 7. Для керування перемикачем живлення 8 нагрівального елемента використовується електронний блок керування, що складається з регулятора 9, до складу якого може входити процесор, і пов'язаного з ним датчика ходу підвіски 10.

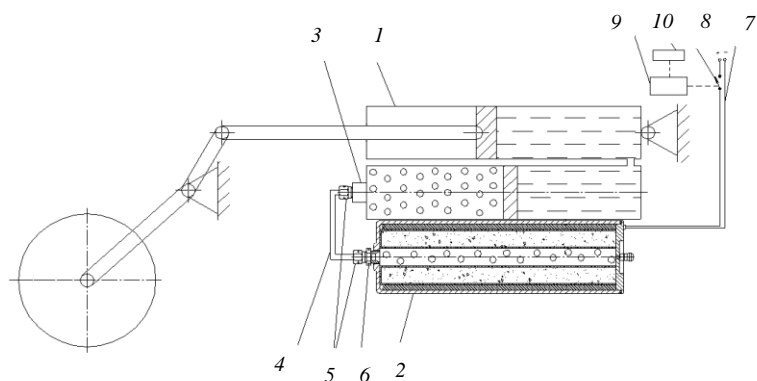


Рис. 9.24. Схема підвіски ГМ з одноступінчастою ПГР та СРПК на основі використання ефекту адсорбції:

1 – ПГР; 2 – адсорбер; 3 – клапан; 4 – трубопровід;  
5 – гайки; 6 – штуцер; 7 – електродроти; 8 – перемикач  
живлення; 9 – регулятор; 10 – датчик ходу підвіски

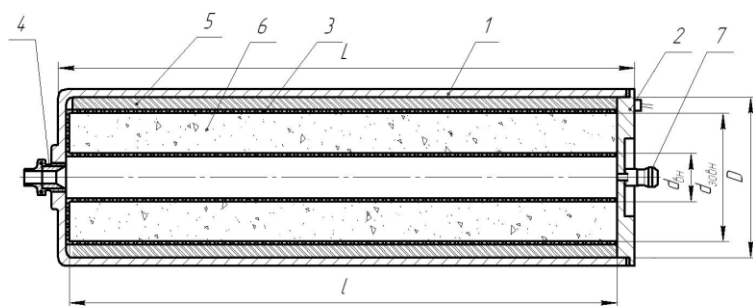


Рис. 9.25. Схема адсорбера:

1 – корпус адсорбера; 2 – кришка; 3 – металева сітка;  
4 – штуцер; 5 – нагрівач; 6 – адсорбент;  
7 – заправний клапан

Можлива схема ХЧ ГМ з одноступінчастими ПГР та СРПК, що розглядається, показана на рис. 9.26.

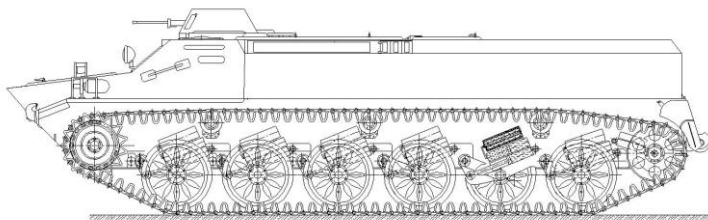


Рис. 9.26. Схема ХЧ ГМ з одноступінчастими ПГР та СРПК, що розглядається

Було проведено розрахунок даної СРПК, а саме:

- виходячи з необхідної приведеної жорсткості підвіски, розраховано заправний тиск і об'єм газу в пневмоциліндрі ПГР, а також її основні розміри;
- виходячи з заданого коефіцієнта динамічності і максимального допустимого тиску, визначено площу  $S_1$  і діаметр поршня  $d_{n1}$  гідроциліндра ПГР;
- розраховано кількість речовини (газу) в молях, яку необхідно поглинути або виділити в газовий об'єм ПГР для забезпечення зміни кліренсу у заданих межах;
- побудовано графіки залежності кількості необхідної речовини від температури, необхідної величини зміни кліренсу та статичного навантаження;
- визначено необхідну масу адсорбенту та проведено розрахунок основних розмірів адсорбера.

Проведені попередні розрахунки довели перспективність реалізації СРПК на основі використання ефекту адсорбції. Тим не менш, як і завжди, при переході до нових ТР і ФПД, було виявлено певні складнощі. Для їх подолання необхідно застосування нових речовин системи адсорбент – адсорбат та проведення повного комплексу науково-дослідницьких робіт.

### **9.3. Рациональний вибір характеристик та синтез нових фізичних принципів дії і технічних рішень демпфірувальних пристроїв**

При постановці задачі синтезу нових ФПД та ТР вузлів СП у підрозд. 9.1 було сформульовано проблемну ситуацію та протиріччя, які заважають її вирішенню. Стосовно ДП такими протиріччями є:

1) ДП на прямому ході підвіски у випадку кінематичного збурювання повинні мати мінімальний опір, оскільки він приводить до порушення коливань, а у випадку динамічного збурювання – максимальний, що забезпечує необхідне ефективне гасіння коливань;

2) на зворотному ході підвіски, незалежно від швидкості руху, а також висоти та довжини нерівностей ДП мають дозволяти ОВ відслідковувати нерівність з нульовою реакцією, тобто повністю відбирати накопичену ПЕ енергію, але не допускати зависання ОВ з його відривом від ґрунту;

3) ДП мають бути простими, довговічними, ремонтно-придатними, мати низьке енергоспоживання і невисоку вартість, але на цей час для досягнення високих показників необхідно використовувати дорогі та складні системи керування і регулювання, що знижує надійність, ускладнює обслуговування та ін.

Розглянемо можливі шляхи усунення вказаних протиріч.

#### ***Вибір раціональної характеристики зворотного ходу ДП.***

З аналізу фізики процесу коливань підресореного корпусу ВГКМ витікає наступне: щоб енергія, яка накопичена ПЕ підвіски на прямому ході, не повернулася в систему і не підсилила розгойдування корпусу машини, необхідно її розсіяти на зворотному ході за допомогою ДП, забезпечивши при цьому повернення ОВ у вихідне положення та зустріч наступної нерівності його повним динамічним ходом.

У результаті проведеного у підрозд. 3.6 дослідження впливу характеру сил опору ДП підвіски на плавність ходу ГМ було виявлено, що використання ФА у порівнянні з ГА дозволяє істотно зменшити амплітуди поздовжньо-кутових і вертикальних коливань підресореного корпусу, теплову напруженість ДП, а також збільшити мінімальну прохідну висоту нерівностей на резонансних режимах руху. Це стало можливим завдяки тому, що у ФА сили опору залежали тільки від переміщення ОВ, на відміну від ГА, де дані сили залежали лише від швидкості його переміщення. В результаті на зворотному

ході підвіски ФА починав працювати відразу з максимальним зусиллям опору, у той час як для ефективної роботи ГА ОВ повинен був набрати досить високу швидкість і за цей час частина енергії, що була накопичена ПЕ, поверталася у коливальну систему та сприяла розгойдуванню підресорованого корпусу.

Розглянемо ідеальний випадок, коли ДП підвіски дозволяє ОВ на зворотному ході відслідковувати профіль нерівностей, зберігаючи при цьому реакцію ґрунту на його осі рівною нулю [30]. Машина рухається по гармонійному профілю з відстанню між нерівностями  $2L$ .

На рис. 9.27 представлені графіки зміни у часі  $N_z$  – вертикальної реакції ґрунту на осі ОВ, обумовленої дією ПЕ,  $Z_1$  – динамічного ходу підвіски та  $V_k$  – вертикальної швидкості ОВ. З даних графіків видно, що коли ОВ повністю використав свій динамічний хід, а зусилля, що розвиває ПЕ, максимальне, вертикальна швидкість переміщення ОВ близька до нуля. У разі застосування ГА зусилля, яке він розвиває, теж буде мінімальним, а отже, мінімальною буде і його ефективність. Крім того, в цьому випадку негативну роль буде відігравати вільний хід ГА, який, як правило, дорівнює 20...30 мм ходу штока і застосовується для покращення плавності ходу при русі по високочастотному профілю нерівностей. Це приведе до великої у даний момент реакції ґрунту на осі ОВ, яка, впливаючи на підресорований корпус, збільшить розгойдування машини. Щоб цього не відбувалося, ДП на зворотному ході повинен відразу забезпечувати опір, еквівалентний зусиллю, яке розвиває ПЕ, при відповідному динамічному ході ОВ.

На рис. 9.28 крива 1 відповідає характеристиці зворотного ходу ГА, коли зусилля на штоці залежить від швидкості його переміщення. Крива 2 відображає вигляд раціональної характеристики ДП на зворотному ході, яка залежить як від швидкості переміщення, так і від величини переміщення штока, відповідно до характеру кривих, поданих на рис. 9.27. Таким чином, ДП на зворотному ході підвіски має забезпечувати максимальне зусилля опору, порівнянне з моментом від ПЕ при максимальному динамічному ході, з наступним його зменшенням, незважаючи на ріст вертикальної швидкості ОВ по мірі його опускання униз.

В загальному випадку раціональна характеристика 2 (рис. 9.28) повинна залежати від швидкості руху ВГКМ і профілю нерівностей, тобто необхідна спеціальна система, що слідує, яка забезпечує формування даної характеристики зворотного ходу, в залежності від зазначених умов. Альтернативний варіант, що дозволяє обійтися без такої системи – вибір даної раціональної характеристики для певного режиму руху, наприклад, резонансного, по найбільш несприятливому гармонійному профілю нерівностей з періодом  $2L$ .

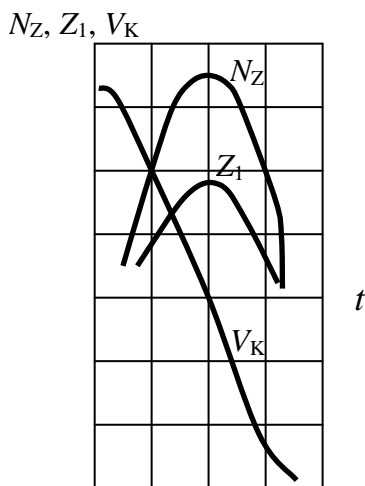


Рис. 9.27. Графіки зміни у часі реакції, переміщення та швидкості ОБ

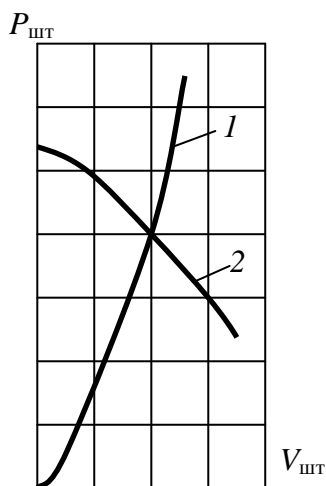


Рис. 9.28. Характеристики ДП на зворотному ході:  
1 – звичайна хар-ка ГА;  
2 – раціональна хар-ка ДП

Неважко помітити, що найбільш пристосованим для реалізації отриманої раціональної характеристики 2 є ФА, оскільки створити великий опір при мінімальній швидкості переміщення ОБ, використовуючи ГА, практично неможливо.

Оцінимо вплив одержаної раціональної характеристики зворотного ходу ДП на плавність ходу ГМ. На рис. 9.29 подано її швидкісні характеристики СП.



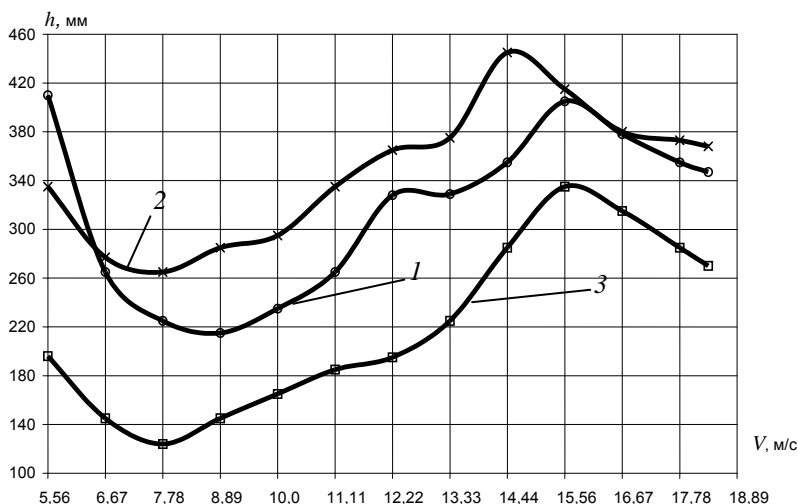


Рис. 9.29. Швидкісні характеристики СП ГМ

*1* – вихідні хар-ки ГА; *2* – вихідна хар-ка ГА на прямому ході і раціональна на зворотному ході;  
*3* – опір ГА на прямому ході відсутній та раціональна характеристика на зворотному ході

Крива *1* відповідає вихідним характеристикам ГА, крива *2* – вихідній характеристиці ГА на прямому ході і раціональній характеристиці на зворотному ході, яка забезпечується слідкуючою системою, крива *3* відповідає відсутності опору ГА на прямому ході та раціональній характеристиці на зворотному ході, яка забезпечується згаданою системою. З аналізу зображених кривих витікає, що використання на зворотному ході запропонованої раціональної характеристики, яка забезпечується системою, що слідкує, дозволяє істотно, до 25 % підвищити плавність ходу на резонансному і зарезонансному режимах руху, а скорегувавши характеристику прямого ходу – і на дорезонансному режимі. Крім того, використання тільки отриманої раціональної характеристики ДП на зворотному ході, за відсутності опору на прямому ході, приводить до погіршення

плавності ходу, що, однак, відбувається у досить прийнятних межах, при цьому теплова напруженість ДП істотно зменшиться, бо на прямому ході він працювати не буде.

Таким чином, реалізація запропонованої раціональної характеристики зворотного ходу дозволить суттєво покращити плавність ходу ВГКМ та знизити теплову напруженість її ДП.

### ***Синтез нових фізичних принципів дії та технічних рішень ДП.***

У розд. 8 у результаті проведеного речовинно-польового аналізу було визначено можливі перспективні напрямки подальшого розвитку ДП СП ВГКМ, а саме:

1) модифікація «основної» речовини (робочих рідин і матеріалів поверхонь тертя) з метою усунення (мінімізації) недоліків відомих ТР ДП;

2) використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язане з переходом з макро- на мікрорівень;

3) застосування «додаткової» речовини з відповідним керуючим полем, з метою полегшення керування характеристиками ДП залежно від характеристик діючого механічного поля.

Вирішимо задачу підвищення ефективності роботи ДП шляхом синтезу нових ФПД і ТР системи керування його характеристиками залежно від дорожніх умов руху. Для цього використаємо третій перспективний напрямок – *застосування «додаткової» речовини з відповідним керуючим полем.*

Як було показано вище, ДП у вигляді ФА, порівняно з ГА, має певні переваги з забезпечення високої плавності ходу та зниження теплової напруженості. Тож було б бажано синтезувати простий та недорогий ФПД системи керування характеристиками саме ФА.

Відомо, що основними недоліками ФА є великий знос дисків тертя, нестабільність характеристик та їх незалежність від дорожніх умов руху (відсутність дієздатного принципу керування). Найбільш досконалим на цей час є ФА танка Леопард-2, рухомі і нерухомі диски тертя якого для ліквідації перших двох недоліків мають тефлонове покриття та працюють у маслі (див. підрозд. 3.1).

Як і у випадку ПЕ, за відповідними вхідними та вихідними потокам енергії і речовини, із застосуванням відомих фондів фізико-технічних ефектів [92,108,112] було проаналізовано велику кількість ФЕ, які можуть бути застосовані для використання у конструкціях ФА СП ВГKM. За результатами пошуку серед інших найбільш перспективним було визнано застосування «додаткової» речовини у вигляді напівпровідникового покриття нерухомих дисків, яке при зміні температури (теплове керуюче поле) забезпечить зміну коефіцієнта тертя між дисками. Даний ФЕ відомий під назвою ефекту Джонсона – Рабека.

Як з'ясувалося, цей ФЕ вже застосовується у деяких конструкціях гальм та муфт крутного моменту. Прикладами є гальмо, що являє собою вал, вкритий напівпровідниковим матеріалом, охоплений металевою стрічкою, при цьому гальмівний момент залежить від температури напівпровідникового шару і регулюється шляхом пропущення електричного струму через вал і стрічку, що його охоплює [81]. Також відомий пристрій для передачі обертання між двома валами, що складається з двох дотичних дисків, один із яких виконаний з напівпровідникового матеріалу, а другий – металевий, при цьому регулювання моменту, що передається, відбувається при нагріванні дотичних згаданих матеріалів шляхом пропущення електричного струму між ними [76].

У разі застосування ефекту Джонсона – Рабека у конструкції ФА зміна температури дисків тертя можлива внаслідок, по-перше, інтенсивної роботи ФА при русі ВГKM у важких дорожніх умовах, або, по-друге, в результаті їх керованого нагріву електричним струмом. В останньому випадку система керування буде отримувати від відповідних датчиків інформацію, яка характеризує плавність ходу (вертикальні прискорення підресованого корпусу машини, амплітуди і швидкості його поздовжньо-кутових та вертикальних коливань, ходи крайніх підвісок та ін.), і регулювати напругу струму, а отже, і ступінь нагріву покриття дисків для забезпечення високих показників рухомості ВГKM.

Як прототип при розробленні керованого ФА на основі застосування ефекту Джонсона – Рабека використаємо конструкцію ФА танка Леопард-2.

На рис. 9.30 подана конструкція запропонованого керованого ФА, яка складається із корпусу 1, де нарізані шліци, на які одягаються нерухомі диски 2, з нанесеним напівпровідниковим матеріалом (целюлоза або геміцелюлоза), що підключені до контактних планок 3 і 4. Рухомі диски 5 кріпляться на осі балансира 6. На контактні планки системою керування (не показана) подається електричний струм. При русі ВГКМ її корпус зазнає динамічних навантажень від нерівностей дороги, які викликають його коливання. Вісь балансира 6 повертається, рухомі диски 5 і нерухомі диски 2 починають взаємодіяти, створюючи при цьому протидію подальшому повороту осі балансира. У важких дорожніх умовах напівпровідникове покриття на нерухомих дисках 2 нагрівається від інтенсивного тертя, що призводить до збільшення коефіцієнта тертя, а отже, підвищення ефективності ФА і покращення плавності ходу. Крім цього, зміна коефіцієнта тертя можлива і залежно від умов руху, шляхом нагрівання напівпровідникового покриття дисків електричним струмом, що подається на контактні планки 3 і 4 відповідною системою керування. Дана конструкція керованого ФА була запатентована [84]. У порівнянні із прототипом запропонований ФА має меншу вагу за рахунок відсутності механічних вузлів, які забезпечують збільшення опору шляхом стискування пакету дисків при великих динамічних ходах підвіски. Крім того, забезпечується керування опором ФА залежно як від переміщення ОВ, так і, в разі необхідності, від його швидкості.

Таким чином, новий синтезований ФПД системи керування характеристиками ФА на основі використання ефекту Джонсона – Рабека дозволяє підвищити ефективність ФА шляхом реалізації простої, дешевої та надійної системи керування його характеристиками залежно від дорожніх умов руху машини.

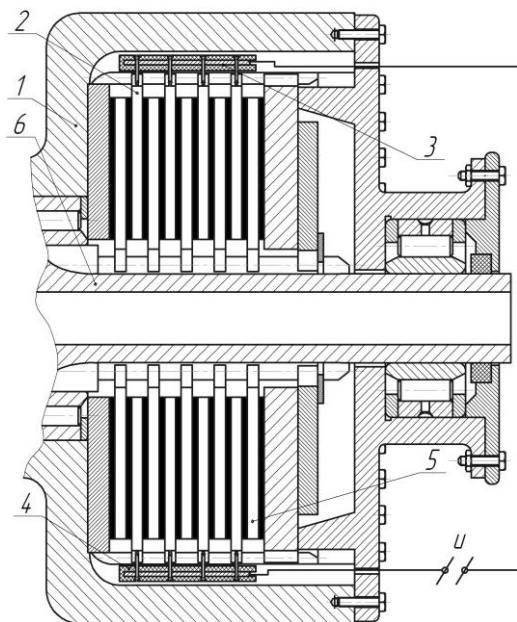


Рис. 9.30. Конструкція запропонованого керованого ФА із змінним коефіцієнтом тертя:  
 1 – корпус ФА; 2 – нерухомі диски з нанесеним напівпровідниковим покриттям; 3,4 – контактні планки;  
 5 – рухомі диски; 6 – вісь балансира

Необхідно зазначити, що даний напрямок (застосування «додаткової» речовини) вже використовується при створенні магнітореологічних ГА, які були докладно розглянуті у підрозд. 6.1. Однак, їх широкому впровадженню заважають такі недоліки, як осідання магнітних частинок з плином часу та високий абразивний знос пар тертя, викликаний ними. Цих недоліків позбавлений новий тип матеріалів – МРЕ, у яких магнітні частинки розподілені у твердій еластомірній матриці, що полімеризується у формі. Таким чином, зберігається можливість взаємодії згаданих частинок між собою у

керуючому магнітному полі, але повністю усувається абразивний знос вузла.

У попередньому підрозд. 9.2 було розглянуто використання МРЕ у конструкціях ПЕ з метою забезпечення керування їх характеристиками. Відзначалося, що можна керувати не лише модулями пружності та зсуву МРЕ, а і їх модулем втрат (в'язкістю), тобто застосовувати їх для керування демпфірувальними властивостями підвіски.

Проведемо аналіз властивостей і характеристик МРЕ та оцінимо можливість їх використання як робоче тіло керованих ДП підвіски ТЗ. При цьому, у першу чергу, будуть мати інтерес діапазон зміни модуля втрат, енергоємність, швидкодія та наявність побічних ефектів.

Відомо, що у в'язкопружних матеріалах, до яких належать і МРЕ, частина вхідної енергії деформації накопичується і відновлюється протягом кожного циклу, а частина втрачається на нагрів. Дійсна частина модуля пружності  $G'$  являє собою здатність в'язкопружного матеріалу накопичувати енергію деформацій, уявна частина, модуль втрат  $G''$  являє собою здатність матеріалу розсіювати енергію деформацій.

Розглянемо відомі дослідження з впливу магнітних полів на в'язкісні та інші властивості МРЕ.

У роботі [123] експериментально досліджено динамічні властивості МРЕ при прикладенні гармонічного навантаження з амплітудами деформації у межах від 1 до 50 % та частотами від 1 до 50 Гц, залежно від індукції магнітного поля. Результати подано на рис. 9.31. Зображені криві мають вигляд еліпсів (петель гістерезису), що свідчить про втрати енергії, які значно, у рази, збільшуються при зростанні індукції керуючого магнітного поля.

Для досліджень, що описані у роботі [119], зразки МРЕ виготовлялися на основі силіконової матриці з полідиметилсилоксану, з концентрацією магнітних частинок від 0 до 35 %. Частина зразків для отримання анізотропних властивостей полімеризувалася у магнітному полі. Результати подано на рис. 9.32., 9.33.

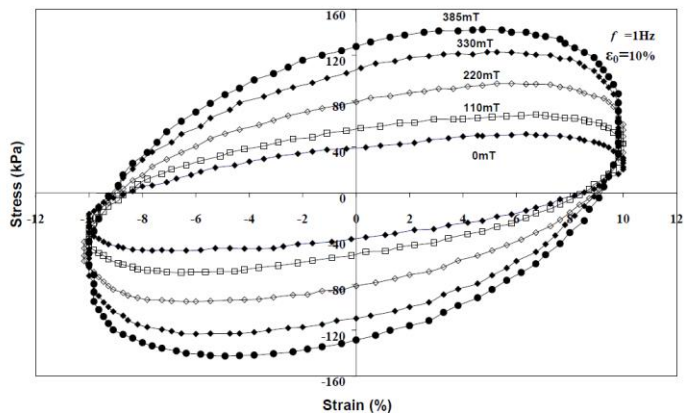


Рис. 9.31. Напружено-деформований стан у різних магнітних полях при постійній амплітуді відносної деформації 10 % і частоті 1 Гц

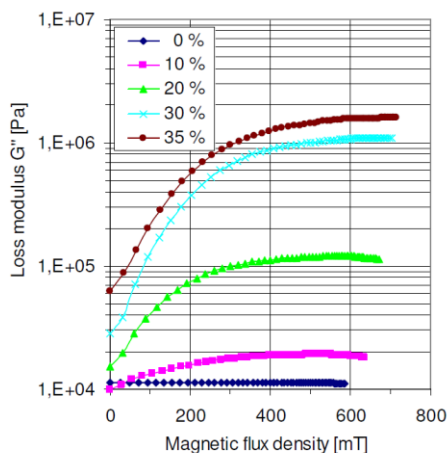


Рис. 9.32. Залежність модуля втрат ізотропного зразку МРЕ з різною концентрацією частинок (5 мкм) від щільності магнітного потоку

Зразки мали розмір магнітних частинок 5 мкм та 40 мкм. Еластомер без магнітних частинок мав модуль пружності близько 50 кПа. Експерименти проводилися при фіксованій частоті коливань 10 Гц, амплітуді деформації 1%, та різних значеннях магнітної індукції.

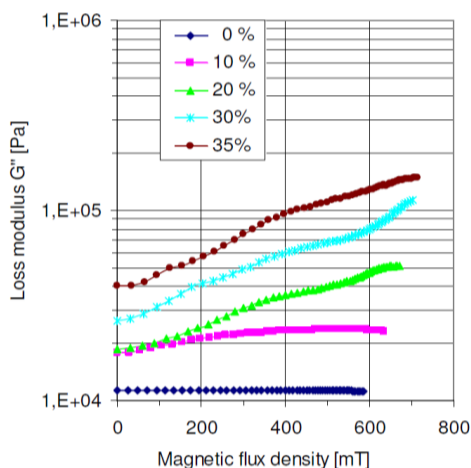


Рис. 9.33. Залежність модуля втрат ізотропного зразку МРЕ з різною концентрацією частинок (40 мкм) від щільності магнітного потоку

З поданих графіків випливає, що модуль втрат  $G''$  суттєво залежить від розміру і концентрації частинок та магнітного поля, що накладається. При розмірі частинок 5 мкм найбільше зростання  $G''$  складає близько 4 разів (концентрація частинок 35 %). Якщо ж розмір частинок збільшити до 40 мкм, то для тієї ж концентрації зростання  $G''$  буде складати 18 разів. Насичення відбувається при щільності магнітного потоку 600...800 мТл.

У роботі [14] описані конструкція, характеристики та результати досліджень демпфера на основі МРЕ, який призначений для віброзахисту прецизійного обладнання. Вказано, що швидкодія демпфера залежить від часу перехідних процесів у МРЕ. Час



структурування реологічного середовища  $t_{стр}$  і релаксації  $t_p$  напруг зсуву, визначався відношенням  $\mu_{екв}(H)/E$ , де  $\mu_{екв}(H)$  – динамічна еквівалентна в'язкість реологічного середовища, а  $E$  – модуль його пружності. Ці параметри, а також і швидкодія можуть регулюватися при зміні рівня напруженості магнітного поля силою струму в котушці. Досягнута швидкодія демпфірування складала 0,5 с.

У роботі [64] було проведено порівняльне оцінення різних типів демпферів для прецизійного обладнання, у тому числі і на основі МРЕ, та показано переваги останнього. Проведено експериментальні дослідження. Показано, що ефективність демпфірування, яка характеризується здатністю поглинати енергію коливань, зростає зі збільшенням об'ємної концентрації магнітних частинок.

Схожі результати були отримані і при дослідженнях, що представлені у роботах [53,122].

На основі проведеного аналізу можна зробити такі висновки:

1. Дослідження властивостей та можливого застосування МРЕ знаходяться у початковій стадії: досліджено впливи, описано стенди для проведення випробувань у різних умовах (більше за електричними і магнітними параметрами), для зразків невеликих розмірів та їх малих деформацій та не дано оцінку енергоспоживанню.

2. Шляхом регулювання керуючого магнітного поля залежно від розміру та концентрації магнітних частинок можна змінювати енергію, що поглинає МРЕ (модуль втрат) від 4 до 18 і більше разів. Чим більші розмір і концентрація магнітних частинок та більше індукція магнітного поля, тим більший модуль втрат.

3. Результати досліджень МРЕ показали, що їх модуль пружності у 4...5 разів переважає модуль втрат, тобто пружні властивості МРЕ домінують над демпфірувальними.

4. Залишається малодослідженим питання швидкодії, яке є важливим при застосуванні МРЕ у ДП підвіски ТЗ, що керуються. Швидкодія залежить від співвідношення в'язких та пружних властивостей МРЕ.

5. Необхідно провести дослідження щодо матеріалу матриці (гума, силікон, поліуретан, ін.), який би найбільше задовольняв вимогам застосування МРЕ у вузлах підвіски ТЗ.

Таким чином, виходячи із зробленого попереднього аналізу, зокрема можливого діапазону зміни модуля втрат та швидкодії, МРЕ мають перспективу застосування у ДП, що керуються, підвіски ТЗ.

З даного висновку випливає, що за допомогою пружних шарнірів з МРЕ підвіски колісних бронетранспортерів, яка розглядалася у підрозд. 9.2, можна реалізувати керування не лише її пружною, а і демпфірувальною характеристиками. Це є позитивним фактором і потребує проведення подальших досліджень.

#### **9.4. Синтез альтернативних систем охолодження демпфірувальних пристроїв**

Як вже підкреслювалося, головною проблемою при забезпеченні високих середніх швидкостей руху ВГКМ на місцевості, при допустимих показниках плавності ходу (потужність двигуна вважається достатньою), є надмірний нагрів ДП підвіски і, як результат, можливий їх вихід із ладу. У підрозд. 3.4. та роботі [35] було представлено результати досліджень плавності ходу ГМ проміжної категорії по масі, а також розрахунок теплової напруженості її ДП (телескопічних ГА) при русі по найбільш несприятливому профілю нерівностей – гармонічному профілю з відстанню між нерівностями  $2L$  та висотою нерівностей, що відповідала швидкісній характеристиці СП. Дослідження показали, що поглинаюча потужність кожного з ДП перших двох підвісок на резонансному режимі має складати до 18,5 кВт, але без порушення теплового балансу вони спроможні поглинути потужність лише у 2,5 кВт (при застосуванні високотемпературної робочої рідини до 4,5 кВт). Таким чином, ДП, що застосовувалися, мали у 3...5 разів меншу за необхідну поглинаючу потужність.

Крім цього, негативний вплив вносить висока температурна нестабільність характеристик ДП. Це вимагає при виборі параметрів підвіски перевіряти можливість реалізації необхідних характеристик ДП за їх тепловою напруженістю і приймати необхідні заходи для зниження останньої та забезпечення стабілізації вказаних характеристик.

Проведений у розд. 8 аналіз тенденцій розвитку теплового поля та пов'язаних з ним ФЕ, відносно ДП СП ВГКМ, показав, що найбільш ефективним способом зниження теплової напруженості ДП і підвищення їх енергоємності є збільшення від них тепловідводу за допомогою альтернативних, нетрадиційних систем охолодження.

При вирішенні задачі синтезу нових ФПД систем охолодження ДП, які б відрізнялися від традиційної примусової рідинної системи більшою ефективністю, простотою, надійністю, неуражованістю, а також малими габаритами та вагою, за відповідними вхідними та вихідними потоками енергії і речовини, із застосуванням згаданих вище фондів ФЕ було проаналізовано велику кількість ФЕ, які могли б бути застосовані для використання у даному випадку. За результатами пошуку серед інших найбільш перспективними було визнано такі ФЕ: ефект Пельтьє, ефекти фазових переходів I і II родів та ефект теплової труби. Проведемо попередні розрахунки та розглянемо принципову можливість створення нетрадиційних систем охолодження ДП СП ВГКМ на основі використання даних ФЕ.

#### ***Система охолодження на основі використання ефекту Пельтьє.***

Даний ФЕ належить до так званих термоелектричних ефектів у металах та напівпровідниках (ефекти Зеебека, Пельтьє і Томсона [108, 118]). Суть даних ефектів у наступному: нерівномірно нагріті спаї з різномірних металів або напівпровідників, які складають замкнений електричний ланцюг, сприяють виникненню термоелектрорушійної сили (ефект Зеебека), що використовується при створенні датчиків температури (термопар). Якщо навпаки, пропускати електричний струм по замкнутому ланцюгу з різномірних металів або напівпровідників (ефект Пельтьє), а також по нерівномірно нагрітому провіднику або напівпровіднику (ефект Томсона), то у місцях спаїв, залежно від напрямку струму, окрім джоулевої теплоти, буде виділятися або поглинатися додаткова теплота. Це можна використати для створення систем охолодження, у тому числі і ДП ВГКМ.

З даною метою було проведено аналіз прикладів застосування згаданих ефектів у вже відомих приладах і виробках, оцінення їх технічних характеристик та зроблено попередні розрахунки.

З'ясувалося, що на сьогоднішній день на основі ефекту Пельтьє виробляється великий спектр термоелектричних малогабаритних охолоджувачів (ТЕМО) та термоелектричних батарей (ТЕБ), які широко застосовуються для охолодження електронних компонентів радіоелектронних пристроїв, у медичних приладах, побутових (автомобільних) малогабаритних холодильниках та ін.

ТЕМО і ТЕБ являють собою пристрої у вигляді пластин, розмірами від близько  $30 \times 20 \times 5$  мм до  $10 \times 10 \times 50$  мм, одна сторона яких при підключенні електричного живлення охолоджується, а інша – нагрівається. Перепад температур між ними завжди дорівнює *const*, а отже, чим більше теплоти буде відводитися від гарячої сторони, тим нижчу температуру буде мати холодна. Для цього, як правило, гаряча сторона ТЕМО або ТЕБ щільно контактує з пластинчастим радіатором, з якого тепло «здувається», наприклад, за допомогою вентилятора. Холодна ж сторона щільно контактує з поверхнею або замкненим простором, які необхідно охолоджувати.

Перевагами ТЕМО і ТЕБ, у порівнянні з традиційними системами охолодження, є малі габарити і вага, висока надійність, простота та невелика вартість. Забезпечується температура охолодження до  $-80^{\circ}\text{C}$ , максимальний перепад температур складає  $68^{\circ}\text{C}$  для ТЕМО і  $136^{\circ}\text{C}$  для ТЕБ. Але їм притаманні і такі недоліки як: робочі температури оточуючого середовища лежать у межах  $+60 \dots -60^{\circ}\text{C}$ , при цьому діапазон температур термостатизування складає  $-80 \dots +40^{\circ}\text{C}$ , а тепловиділення об'єкта має лежати у межах  $0 \dots 20$  Вт, при цьому потужність споживання ТЕМО знаходиться у межах  $5 \dots 100$  Вт. Таким чином, для забезпечення можливості збільшення тепловідводу від об'єкта охолодження необхідно з окремих ТЕМО, з'єднуючи їх, набирати велику термобатарею.

З аналізу вказаних недоліків та проведених попередніх розрахунків витікає, що застосування ефекту Пельтьє, реалізованого у вигляді ТЕМО і ТЕБ, для охолодження ДП ВГКМ, практично неможливо внаслідок таких причин:

1. Окремі ТЕМО і ТЕБ, що виробляються промисловістю, мають надто невелику холодопродуктивність, а її збільшення до необхідних,

для застосування на ДП, 5...15 кВт призведе до суттєвого зростання габаритів та вартості термобатарей.

2. За допомогою ТЕМО можна здійснити охолодження, наприклад, найбільш теплонапружених частин ДП, але залишається відкритим питання тепловідведення від гарячої сторони самої термобатарей, вирішення якого за допомогою традиційних засобів є вельми проблематичним.

3. Енергоспоживання ТЕМО є одного порядку з їх холодопродуктивністю. Навіть при охолодженні ДП тільки крайніх чотирьох підвісок енергоспоживання такої системи охолодження буде знаходитися у межах близько 20...60 кВт, що робить її економічно недоцільною.

### ***Системи охолодження на основі використання ефектів фазових переходів.***

Необхідно зазначити, що важкі дорожні умови, при яких поглинаюча потужність ДП СП ВГKM повинна складати 15 кВт і більше, зустрічаються не так часто і машина в них рухається нетривалий час. Тому на практиці ДП можуть мати меншу енергоємність. Якщо машина рухалась у доволі легких умовах і в'їхала на важку ділянку, то її ДП почнуть інтенсивно нагріватися. Вважається, що це займе деякий час, за який машина зможе подолати дану ділянку траси і ДП отримають змогу надалі охолонути. Таким чином, для забезпечення нормального теплового режиму ДП на усіх швидкостях руху при висотах нерівностей, характерних для важких дорожніх умов, необхідно хоча б тимчасово підвищувати їх енергоємність, щоб згладжувати піки теплової напруженості.

Як згадувалося вище, тепло  $dQ$ , що виділяється у процесі роботи ДП за час  $dt$ , витрачається на нагрів робочої рідини і деталей ( $dQ_H$ ), відводиться теплообміном в навколишній повітряний простір ( $dQ_B$ ) і випромінюванням ( $dQ_{\text{и}}$ ), а також передається через точки кріплення ДП з корпусом ВГKM ( $dQ_{\text{кр}}$ ).

Відомо, що речовина може знаходитися у чотирьох агрегатних станах: твердому, рідкому, газоподібному та плазмовому, кожний з яких характеризується певною внутрішньою структурою та

властивостями. При переході речовини з одного агрегатного стану до іншого завжди стрибком змінюються її щільність та енергія. Перехід до агрегатного стану, що відповідає більш високій температурі, потребує підводу енергії, у зворотному напрямку перехід супроводжується виділенням енергії, при цьому температура є, як правило, постійною на весь час зміни агрегатного стану. Такі переходи називають фазовими переходами I роду (перервні фазові переходи). Якщо енергія та щільність змінюються безперервно, а стрибок відчують теплоємність, теплопровідність, коефіцієнт теплового розширення, модуль пружності та ін., то такі переходи називають фазовими переходами II роду (безперервні або критичні фазові переходи). Такими також є, наприклад, перехід у точці Кюрі феромагнетика у парамагнетик, сегнетоелектрика у параелектричний стан, перехід рідкого гелію у надтекучий стан та ін. [118].

У світлі згаданого вище, розглянемо можливість використання ФЕ фазового переходу I роду для стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГКМ за рахунок збільшення складової  $dQ_H$ , що витрачається на нагрів їх робочої рідини і деталей, шляхом використання в ДП додаткової речовини, яка переходить з одного агрегатного стану в інший [40].

Згадану вище складову теплової енергії  $dQ_H$ , що витрачається на нагрів робочої рідини і деталей, можна визначити як

$$dQ_H = \frac{m_K \cdot c_M \cdot (dT + dT_B)}{2} + m_{шт} \cdot c_M \cdot dT_B + m_p \cdot c_p \cdot dT_p; \quad (9.2)$$

$$dT = T - T_o; \quad dT_B = T_B - T_o; \quad dT_p = T_p - T_o;$$

де  $m_K, m_{шт}, m_p$  – маси, відповідно, корпусу, штоку з поршнем (лопаті) та робочої рідини;  $c_M = 0,47 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – питома теплоємність металевих деталей;  $c_p = 1,67 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – питома теплоємність робочої рідини;  $T_o$  – температура навколишнього середовища;  $T$  – температура

зовнішніх стінок ДП;  $T_{\text{в}}$  – температура внутрішніх стінок ДП;  $T_{\text{р}}$  – температура робочої рідини.

При застосуванні «додаткової» речовини, яка буде зазнавати фазовий перехід I роду, до цього рівняння необхідно додати член  $m_{\text{др}} \cdot c_{\text{др}} \cdot dT_{\text{р}} + Q_{\text{фп}}$ , куди, відповідно, входять маса і теплоємність цієї речовини, а також теплота  $Q_{\text{фп}}$  її фазового переходу.

«Додаткова» речовина в початковому стані може бути твердою або рідкою. Виберемо можливу тверду речовину, виходячи з її температури плавлення  $t_{\text{пл}}$  та питомої теплоти плавлення  $q_{\text{пл}}$ .

У гідравлічних ДП ВГKM, що є найбільш поширеними, бажано використовувати робочу рідину на основі мінеральних масел, які дешевші за синтетичні, але зберігають свої властивості лише до температури 130 °C. Тобто плавлення твердої «додаткової» речовини має відбуватися при нижчій температурі. Виходячи з цього, в якості такої речовини підходять лужні метали натрій ( $t_{\text{пл}} = 97,7$  °C) та калій ( $t_{\text{пл}} = 63,7$  °C), а також сплави Роза, Ліповиця і Вуда (відрізняються процентним складом вісмуту, свинцю, олова і кадмію), які відповідно мають  $t_{\text{пл}} = 94$  °C, 70 °C і 60 °C. Інший важливий показник – питома теплота плавлення, який буде визначати ефективність стабілізації температури ДП. Вона повинна бути якомога більшою. Виходячи з цього, можливою речовиною, що найбільш задовольняє поставленим вимогам, є натрій, питома теплота плавлення якого складає 114,7 кДж/кг, крім того, натрій має досить велику теплоємність, яка дорівнює 1,205 кДж/(кг·K).

Розрахуємо необхідну кількість натрію. Відомо, що на резонансній швидкості руху ВГKM, робочий цикл її ДП (прямий – зворотній ходи) займає час  $t$  близько 1 с [54]. При цьому виконується робота  $A$  та виділяється теплота  $Q$ , за якою і судять про поглинаючу потужність ДП. Нехай фазовий перехід «додаткової» речовини повинен забезпечити поглинання додаткової потужності  $N = 15$  кВт. Враховуючи, що  $N = A/t$ , можна визначити кількість теплоти  $Q = A$ ,

яка повинна поглинатися у процесі фазового переходу за 1 с, а саме 15 кДж. З іншого боку,  $Q = q_{\text{пл}} \cdot m$ , де  $m$  – маса натрію, яка у даному випадку буде дорівнювати 0,131 кг. Відомо, що на пересіченій місцевості нерівності, які відповідають важким умовам руху, мають обмежену довжину. Це ділянки з декількох нерівностей довжиною 30...50 м, при русі по яким ДП ВГКМ будуть інтенсивно нагріватися. Вказану ділянку на резонансних швидкостях руху машина подолає за 4...6 с, протягом яких необхідно буде поглинути 60...90 кДж теплоти. Таким чином, необхідна кількість натрію буде складати 0,524...0,786 кг. Протягом згаданого часу буде відбуватися фазовий перехід (плавлення натрію), при цьому температура ДП стабілізується на рівні 97,7 °С. Після подолання важкої ділянки ДП почнуть охолоджуватися, піде зворотний фазовий перехід з виділенням енергії і стабілізацією температури на тих же 97,7 °С. Тим самим з'явиться можливість підтримувати стабільність характеристик ДП, що підвищить ефективність їх оптимізації.

Нехай маса натрію складає 1 кг (запас на непередбачувані умови). Середня вага телескопічних ГА важких військових ГМ складає 25 кг. Тоді з урахуванням додаткового об'єму для розміщення натрію вага вказаних ДП підвищиться не більше, ніж на 10 %, що є припустимим, ураховуючи доволі позитивний ефект.

Таким чином, створення системи стабілізації та охолодження ДП ВГКМ на основі використання фазового переходу I роду твердої додаткової речовини є цілком технічно реалізуємо і відрізняється простотою, високою надійністю та малою вартістю.

Розглянемо можливість застосування рідкої додаткової речовини. Виходячи з температури кипіння та питомої теплоти паротворення, найбільш придатною і доступною у такій якості є вода. При атмосферному тиску (98,07 кПа) і температурі 100 °С вона починає переходити у газоподібний стан, при цьому питома теплота паротворення  $q_{\text{пар}}$  (залежить від тиску та температури і зменшується з підвищенням тиску) складає досить значну величину у 2256 кДж/кг.



При тиску у 0,49 мПа (5 атм) температура кипіння води становить 151 °С, а при 0,98 мПа (10 атм) – 179,04 °С. Крім цього, вода має досить велику питому теплоємність, що дорівнює 4,19 кДж/(кг·К) і випереджає за цим показником робочу рідину на основі мінеральних масел у 2,5 рази. З наведених даних видно, що навіть частковий перехід 1 кг води у пар (утворюється двофазна система рідини та вологого насиченого пару) дозволяє з великим запасом поглинути необхідні 90 кДж теплоти. Цей запас залишиться значним навіть з урахуванням підвищеного тиску, який приведе до підвищення температури кипіння та зниження питомої теплоти паротворення, що дозволить знизити необхідну масу води і зберегти вагу та габарити ДП майже у незмінних параметрах. Необхідно зазначити, що застосування води як речовини, що зазнає фазовий перехід, вимагатиме вирішення деяких технічних проблем (герметичності додаткової камери, стійкості до корозії та ін.).

Таким чином, створення системи стабілізації та охолодження ДП ВГКМ на основі фазового переходу I роду у випадку використання «додаткової» речовини у рідкому стані теж цілком можливо технічно реалізувати.

На базі проведених розрахунків автором було розроблено та запатентовано конструкцію телескопічного ГА з описаною вище системою стабілізації та охолодження, яка подана на рис. 9.34 [82]. За прототип було обрано серійний телескопічний ГА танка Т-80УД.

Даний ГА містить корпус 1, об'єм якого заповнений робочою рідиною. В середині корпусу розміщений поршень 4, який ділить його об'єм на дві порожнини, штокову 3 та поршневу 2, які сполучаються між собою дросельними отворами 5. На корпусі ГА розташована камера 6, яка утворює в середині себе ізольовану порожнину, де знаходиться «додаткова» речовина 7, у твердому, наприклад лужний метал, або рідкому, наприклад вода, стані.

При русі машини її підресорений корпус зазнає динамічних навантажень, які обумовлюють коливання останнього. При підйомі або опусканні ОВ відносно корпусу машини, поршень 4 переміщується відносно корпусу ГА

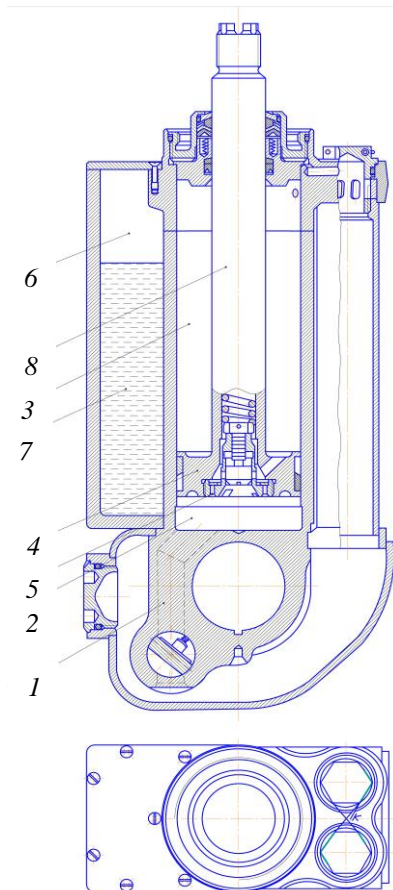


Рис. 9.34. Конструкція запатентованого телескопічного ГА з системою стабілізації та охолодження:

*1* – корпус; *2* – поршнева порожнина, *3* – штокова порожнина; *4* – поршень; *5* – дросельні отвори; *6* – камера з «додатковою» речовиною; *7* – «додаткова» речовина; *8* – шток

1, внаслідок чого відбувається дроселювання робочої речовини, через постійно відкриті отвори 5 у поршні 4. При цьому енергія коливання підресореного корпусу перетворюється у теплову енергію і відбувається інтенсивне нагрівання поршня 4, штока 8, робочої рідини та корпусу 1.

Система стабілізації та охолодження працює у такий спосіб: «додаткова» речовина 7, що заповнює камеру 6 на корпусі 1, підбирається таким чином, щоб теплова енергія, яка поглинається ГА, витрачалася на фазовий перехід I роду «додаткової» речовини. Залежно від того, яка температура нагріву ГА є допустимою, «додатковою» речовиною можуть бути лужні метали натрій, калій, сплави Роза, Ліповиця, Вуда або вода.

Таким чином, застосування на корпусі ГА камери з «додатковою» речовиною, що зазнає фазовий перехід I роду, дозволяє стабілізувати температуру ГА, збільшити потужність, яка ним поглинається, а отже, підвищити ефективність його роботи.

Розглянемо можливість використання фазового переходу II роду [40]. Відомо, що питома теплоємність залежить від температури, але з достатньою точністю, для більшості твердих тіл, в інтервалі температур  $-40^{\circ}\text{C} \dots +100^{\circ}\text{C}$ , а для рідин в інтервалі  $0^{\circ}\text{C} \dots +40^{\circ}\text{C}$  її вважають постійною. Також відомо, що за певних температур, які називають точками Кюрі (практично завжди можна підібрати речовину з потрібною температурою Кюрі) феромагнетики (залізо, нікель, кобальт) зазнають фазові перетворення II роду і переходять у парамагнетичний стан. Аналогічно, сегнетоелектрики (електричні аналоги феромагнетиків) переходять у параетлектричний стан. При нагріві та наближенні до точки Кюрі різко, за ступеневою функцією, зростають деякі термодинамічні характеристики речовини, в тому числі і теплоємність. Після фазового переходу вона різко падає, тобто спостерігається суттєва аномалія теплоємності, яку можна використати для підвищення енергоемності ДП.

Розглянемо аномалію теплоємності на прикладі нікелю, що є типовим феромагнетиком. При температурі  $20^{\circ}\text{C}$  його теплоємність дорівнює  $0,448 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ , при  $200^{\circ}\text{C}$  –  $0,511 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ , (зростання на 14 %), а при приближенні до температури  $360^{\circ}\text{C}$  (точка Кюрі) його теплоємність зростає до  $0,67 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ , тобто на 50 %. При

подальшому підвищенні температури (вище точки Кюрі) теплоємність різко падає до величини близько 0,524 кДж/(кг·К) [59]. З поданих даних випливає, що для цього феромагнетика підвищення теплоємності навіть на 50 %, внаслідок її незначної величини, не дозволяє поглинути помітну частку необхідної кількості теплоти.

Визначимо, яку теплоємність повинна була б мати додаткова речовина (або матеріал, з якого можуть бути виготовлені деякі деталі) масою 1 кг, щоб при наближенні до температури Кюрі поглинути пікову теплоту при русі у важких дорожніх умовах. Нехай, як і у попередньому прикладі, необхідно поглинати 15 кДж/с протягом 6 с, тобто кількість теплоти складатиме 90 кДж, при цьому температура робочої рідини підвищиться з 100 до 130 °С (в такому випадку, температура Кюрі для додаткової речовини повинна бути близькою до 140...150 °С). Тоді середнє аномальне підвищення теплоємності має складати:

$$\Delta c_{др} = 90 \text{ кДж} / (1 \text{ кг} \cdot 30 \text{ К}) = 3 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}) ; \quad (9.3)$$

Відповідно, максимальне підвищення теплоємності повинне бути у два рази більшим. Тобто, навіть при аномалії у 50 % початкова теплоємність при 100 °С має складати досить суттєву величину 12 кДж/(кг·К). Але серед феромагнетиків та сегнетоелектриків матеріалів з близькою теплоємністю виявлено не було. Пошук інших матеріалів з такою підвищеною питомою теплоємністю показав, що для більшості твердих речовин, які можуть бути використані у конструкції ДП, цей показник не перевищує 0,896 кДж/(кг·К) (алюміній) і лише для натрію він дорівнює 1,205 кДж/(кг·К), а для літію 3,39 кДж/(кг·К). Серед рідких речовин найбільшою питомою теплоємністю виділяється тільки вода (4,19 кДж/(кг·К)). Необхідно відзначити, що застосування аномалії теплоємності лише підвищує енергоємність ДП при нагріванні, але не стабілізує їх температуру. Таким чином, можливість підвищення енергоємності ДП за рахунок використання матеріалів з підвищеною питомою теплоємністю, які

мають її аномалію при фазовому переході II роду не є можливим, бо такі матеріали знайдено не було.

***Система охолодження на основі застосування теплової труби.***

Теплова труба є високоефективним теплопередавальним пристроєм, що працює за замкненим випарно-конденсаційним циклом з використанням капілярного механізму для транспортування теплоносія.

Безпосереднім попередником теплової труби був термосифон, конструкція якого показана на рис. 9.35.

Термосифон працює у такий спосіб [98, 105]. Всередину корпусу вводиться невелика кількість рідини, відкачується повітря та проводиться герметизація. При підведенні тепла до зони випару рідина переходить у пару, тиск насичення пари у даній зоні різко підвищується, пара рухається нагору в зону з меншим тиском, конденсується і стікає по стінках униз. Необхідною умовою роботи є відведення тепла від зони конденсації. Також неприпустимим є перегрів у зоні випару, оскільки може наступити криза кипіння (вся рідина випариться) і теплопередача піде по стінках термосифона.

Слід зазначити, що термосифон завдяки великій прихованій теплоті паротворення рідини здатний забезпечити досить велику потужність теплопередачі навіть при малій різниці температур між його кінцями. Відмінною рисою даної системи теплопередачі є те, що повернення конденсату здійснюється під дією гравітаційного поля. У зв'язку із цим термосифон може працювати тільки тоді, коли зона випару знаходиться нижче зони конденсації.

Для забезпечення повернення конденсату в зону випару за будь-якої орієнтації системи теплопередачі у просторі необхідно замінити гравітаційне поле іншим, бажано таким же «безкоштовним». Це і було здійснено при розробленні нової конструкції термосифона – теплової труби, у якій повернення конденсату в зону випару, незалежно від її положення у просторі, забезпечується за допомогою капілярного ефекту.

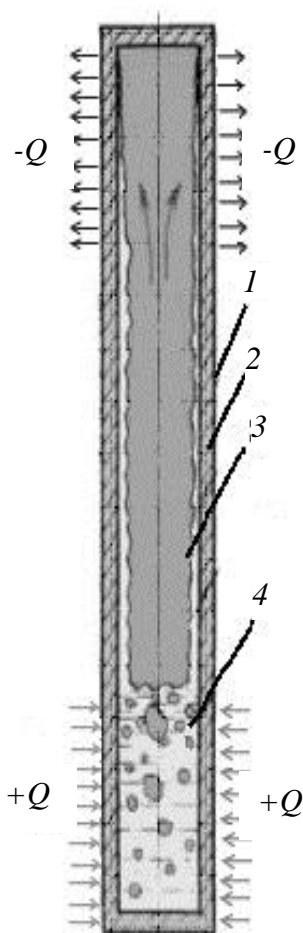


Рис. 9.35 Термосифон:  
 1 – корпус; 2 – поздовжні канавки;  
 3 – пара; 4 – об'єм киплячої рідини

Загальна інформація:

Матеріал корпусу: алюміній, сталь.

Теплоносії: аміак, пропилен, метан, азот, спирти, ацетон, вода.

Внутрішня структура: гладка труба або поздовжні крапле-подібні канавки.

Переваги термосифонів у порівнянні із традиційними теплопередавальними системами:

- малі розміри та вага;
- простота конструкції і висока надійність;
- безшумність роботи;
- простота експлуатації.

Застосування:

- охолодження трансформаторів і потужних освітлювальних пристроїв;
- забезпечення оптимальних теплових режимів технологічних процесів у хімічній, легкій і харчовій промисловості, а також сільському господарстві;
- охолодження інтегральних мікросхем і напівпровідникових приладів.

Найпоширенішим, класичним типом теплової труби є тепла труба Гроввера, що складається з корпусу, робочої рідини та капілярно-пористого матеріалу – гніту ( рис. 9.36).

Починаючи з 60-х років минулого століття теплові труби застосовуються в космічній і енергетичній галузях. В останні 20...25 років вони почали широко використовуватися в комп'ютерній техніці, машинобудуванні, електротехніці та інших напрямках. Крім того, як виявилось, вже є кілька спроб застосування теплової труби на ТЗ (автомобілях МАЗ для обігріву кабіни та для охолодження ПГР підвіски ГМ [79]).

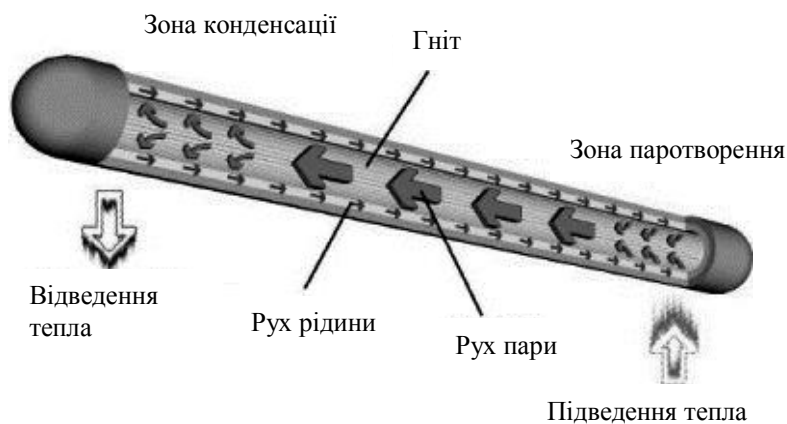


Рис. 9.36. Теплова труба Гроввера

Дослідженню процесів, що протікають у теплових трубах, а також їхньому розрахунку та розробленню конструкцій присвячено достатньо велика кількість робіт, серед яких можна відзначити такі як [15, 98, 105, 106, 111, 114].

Теплові труби дозволяють ефективно вирішувати такі завдання:

1) організацію підведення та відведення теплоти на ділянках, значно віддалених і довільно орієнтованих у просторі відносно одна до одної;

2) забезпечення високої теплопровідності теплопередавальних систем;

3) трансформацію щільності теплового потоку, тобто концентрацію або деконцентрацію в широких межах теплового потоку на ділянці тепlopідведення в порівнянні з ділянкою тепловідведення;

4) вирівнювання температурного поля та згладжування піків температури;

5) регулювання і стабілізацію температури об'єктів.

До основних переваг теплової труби, у порівнянні із традиційними теплопередавальними системами, належать: простота конструкції; відсутність рухомих деталей і безшумність роботи; малі масогабаритні характеристики; відсутність витрат енергії на переміщення теплоносія; надійність роботи; висока еквівалентна теплопровідність.

За рядом основних ознак можна провести наступну класифікацію конструкцій теплових труб, які розподіляються:

1) за температурним діапазоном роботи на – криогенні (нижче 200 K), низькотемпературні (200...550 K), середньотемпературні (550...750 K) та високотемпературні (понад 750 K);

2) за ступенем зміни термічного опору – на нерегульовані та регульовані;

3) за конфігурацією – на теплові труби, у яких довжина набагато перевищує їхній еквівалентний діаметр (круглого, прямокутного поперечного перерізу, прямі, вигнуті та ін.) і теплові труби складної форми (у тому числі парові камери);

4) за способами переміщення теплоносія – на звичайні теплові труби, у яких рух теплоносія відбувається під дією тільки капілярних сил, а також гравітаційні, електродинамічні, електроосмотичні, магнітні та центробіжні, у яких додатково використовуються відповідні рушійні сили.

Надійна робота теплової труби багато в чому визначається сумісністю конструкційних матеріалів з теплоносіями, під якою мається на увазі відсутність хімічних і електрохімічних взаємодій між теплоносіями і матеріалами, розкладання теплоносія через присутність



матеріалу як каталізатора, розчинністю конструкційних матеріалів у теплоносії.

Несумісність матеріалів з теплоносіями приводить до утворення газів, що не конденсуються, з формуванням газового буфера, що зменшує поверхню зони конденсації, при цьому утворюються тверді осадки, які, захаращуючи паровий простір капілярних структур, викликають зміну їхніх властивостей, а також змінюються і фізичні властивості теплоносіїв.

У результаті численних наукових досліджень, описаних у згаданих вище джерелах, були встановлені рекомендації з найбільш прийнятних сполучень матеріалів і теплоносіїв. Наприклад, воду рекомендується використовувати у сполученні з міддю і титаном, метанол – з міддю, нержавіючою сталлю і титаном, ацетон – з міддю, нержавіючою сталлю і нікелем, аміак – з нержавіючою сталлю, алюмінієм, нікелем і титаном, фреони – з міддю, нержавіючою сталлю і алюмінієм.

Теплоносієм, що використовується, повинен мати такі властивості:

- 1) точку фазового переходу рідина – пара в необхідному діапазоні робочих температур і не розкладатися при цих температурах;
- 2) досить велику приховану теплоту паротворення і добре змочувати матеріал гніту та корпусу;
- 3) низьке значення в'язкості рідкої та парової фаз і високі теплопровідність та поверхневий натяг.

На цей час у теплових трубах, залежно від інтервалу температур, використовуються всілякі речовини, приведені до рідкої фази – від зріджених газів до металів. Це: гелій (- 271...- 269 °C), аміак (- 60... +100 °C), фреон-11 (- 40...+ 120 °C), ацетон (0...+ 120 °C), вода (30... 200 °C), ртуть (250...650 °C), натрій (600...1200 °C), срібло (1800... 2300 °C).

Великий поверхневий натяг робочої рідини потрібен для створення достатнього капілярного напору і необхідної роботи проти сил гравітації. Для гарного змочування корпусу та гніту рідина повинна мати крайовий кут змочування близький до нуля. Чим вище прихована теплота паротворення, тим менше буде потрібно рідини.

Рідина з високою теплопровідністю зведе до мінімуму перепад температур між стінкою та поверхнею випару (тим менше буде імовірність виникнення бульбашкового кипіння на границі гніту зі стінкою корпусу). Чим менше в'язкість рідини, тим менше гідравлічний опір її плину.

На основі представлених вище переваг, класифікації та особливостей роботи теплової труби розглянемо можливість її використання при розробленні альтернативної системи охолодження ДП СП важких ВГКМ на прикладі телескопічних ГА, для яких проблема теплової напруженості стоїть найбільш гостро.

Як зону випару (паротворення) раціонально використати найбільш теплонапружені частини ГА. Це безпосередньо місця, де розташовані отвори і клапани, через які дроселює робоча рідина, шток з поршнем, що омивається нею і власно корпус ГА. Як зону конденсації було обрано корпус ВГКМ, що буде виконувати роль просторового радіатора.

Проведений аналіз довів, що кріпити теплову трубу до корпусу ГА недоцільно за наступними причинами. По-перше, у процесі руху машини корпус ГА повертається у гусеничному обводі (зона обмітання), що приведе до необхідності застосування гнучкого корпусу теплової труби, при цьому він має бути металевим (вакуумонепроникним). Виготовлення такого корпусу і його розміщення в ХЧ буде становити окрему проблему. По-друге, у цьому випадку корпус теплової труби буде піддаватися впливу, як усього, що попадає у ХЧ (каменів, льоду, бруду та ін.), так і вражаючих факторів з боку противника. І по-третє, корпус ГА не є найбільш теплонапруженим вузлом, а приєднання до нього теплової труби призведе до надто громіздкої та уразливої конструкції.

Як виявилось, найбільш оптимальним є розміщення зони випару безпосередньо в поршні, оскільки саме в ньому, як правило, розташовані основні отвори і клапани, через які дроселює робоча рідина. Тоді як тіло теплової труби можна буде використати шток, а як зону конденсації – вузол кріплення штока до корпусу машини, тобто верхню опору ГА.

Оскільки шток виготовляється із хромонікельмолібденованадієвої сталі високої міцності, в'язкості, пластичності та прожарюваності, яка складна в обробленні, найбільш доцільним є використання гладкої внутрішньої циліндричної стінки штока, що значно спростить конструкцію.

Проведений аналіз показав, що з огляду на специфіку використання теплової труби для охолодження ДП важких ГМ найбільш доцільним варіантом теплоносія є вода. Це найдешевший і найдоступніший вид рідини. Для запобігання замерзання при низьких температурах, виникнення корозії, а також підвищення в'язкості, можна буде застосувати спеціальні добавки.

Як показали попередні розрахунки, виходячи з конструкції штока ГА і його верхньої опори, кількість теплової енергії, що зможуть концентрувати зони випару та конденсації, менша за кількість енергії, яку зможе провести теплова труба, розташована в штоку. Тому у цьому випадку найбільш доцільно не використовувати капілярну структуру і не виконувати внутрішні стінки штока ребристими або краплеподібними, тобто замість теплової труби можна буде застосувати термосифон [20].

Термосифон найбільше підходить у даному випадку, оскільки має просту конструкцію та, хоча і переносить, у порівнянні з тепловою трубою, меншу кількість енергії, але в той же час забезпечує необхідні потреби системи охолодження ДП важких ГМ.

Проаналізуємо конструкцію стандартного термосифона, його теплопередавальну здібність та розглянемо шляхи удосконалення згідно з вимогами до ДП СП ВГКМ [22].

Проведемо попередній розрахунок теплової енергії, що передається, використовуючи вираз для визначення теплопередавальної здатності гладкостінної труби [15, 58]:

$$Q = \frac{4}{3} \pi d_{\text{тр}}^4 \sqrt{\frac{L \rho_p^2 g \lambda_p^3 (T_1 - T_2)^3 l_{\text{в}}^3 l_{\text{к}}^3}{4 \mu_p (l_{\text{в}} + l_{\text{к}})^3}}, \quad (9.4)$$

де  $T_1$ ,  $T_2$  – температури внутрішньої поверхні стінки, відповідно в зонах випару та конденсації;  $l_v$ ,  $l_k$  – довжини зон, відповідно випарника та конденсатора;  $L$  – теплота фазового переходу;  $\mu_p$  – в'язкість рідини;  $\rho_p$  – щільність рідини;  $\lambda_p$  – теплопровідність рідини;  $g$  – пришвидшення вільного падіння. Поставлену задачу будемо вирішувати стосовно найпростішої теплової труби, поданої на рис. 9.37, використовуючи як теплоносій воду, за такими вихідними даними:

$$T_1 = 120\text{ }^{\circ}\text{C}; T_2 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}; l_v = 50\text{ мм}; l_k = 50\text{ мм}; d_{\text{тр}} = 25\text{ мм}.$$

Розрахунок проведемо за умови розташування теплової труби у вертикальному положенні.

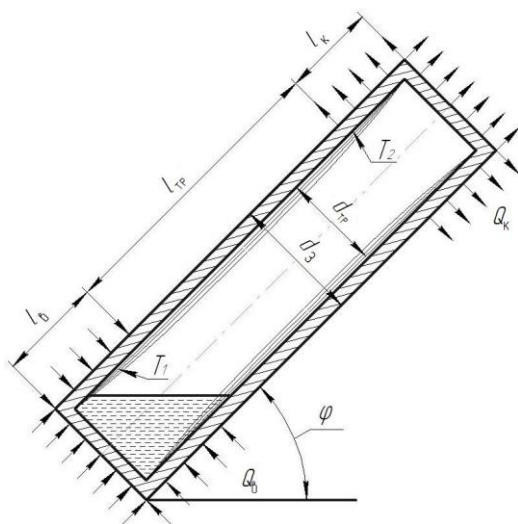


Рис. 9.37. Гладкостінна теплова труба

При розрахунку були прийняті такі припущення [58, 111,]:

- 1) процес паротворення відбувається при поверхневому випарюванні конденсату;
- 2) температура пари однакова у всіх зонах теплової труби;

3) у зоні конденсації відбувається процес плівкової конденсації, що описується класичною теорією конденсації Нуссельта;

4) вплив парового потоку на рух конденсату по стінці теплової труби відсутній;

5) режим плину плівки конденсату ламінарний.

В результаті розрахунку було отримано, що теплопередавальна здатність теплової труби для заданих умов становить 1,5 кВт.

З огляду на специфіку та умови використання теплової труби для охолодження ДП деякі з припущень в реальності виконуватися не будуть з наступних причин.

По-перше, тепла труба в ХЧ не буде розташовуватися вертикально, оскільки при русі машини відбуваються коливання як підресореного корпусу, так і окремих елементів підвіски відносно нього. В зв'язку із цим проведемо розрахунок впливу кута  $\varphi$  нахилу теплової труби на її теплопередавальну здатність  $Q$ , результати якого показані на рис. 9.38.

Теплопередавальна  
спроможність  $Q$ , Вт

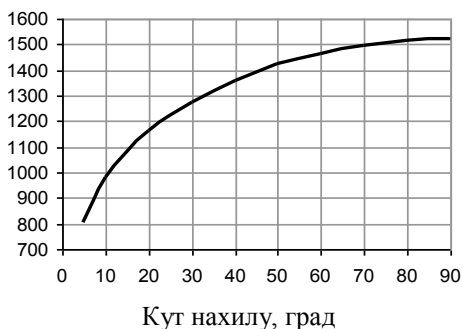


Рис. 9.38. Вплив кута нахилу на теплопередавальну здатність теплової труби

Даний фактор у значній мірі може вплинути на ефективність роботи теплової труби, оскільки необхідно, щоб робоча рідина опускалася в зону випарювання під дією сил гравітації. При невеликому куті нахилу до горизонту ці сили в значній мірі зменшуються, що знижує ефективність кругооберту робочої рідини в

циклі. У той же час розташування теплової труби під нахилом дозволяє усунути заливання конденсатом частини поверхні труби та зменшити паровий опір.

По-друге, вібрація, що характерна для експлуатації ВГКМ, буде інтенсифікувати тепловіддачу на поверхнях труби та запобігати їхньому забрудненню. Однак, надмірна вібрація може призвести до порушення роботи теплової труби.

І по-третє, режим руху плівки конденсату при вказаних вище умовах буде не ламінарним, а турбулентним.

Зазначені фактори досить складно врахувати на етапі розробки, тому необхідне проведення експериментальних досліджень, які б дозволили провести корекцію за допомогою емпіричних поправкових коефіцієнтів.

Виходячи із описаних у підрозд. 3.4 досліджень, ДП СП ВГКМ мають поглинати і розсіювати в середньому до 7 кВт, а при пікових навантаженнях на резонансних режимах – до 15 кВт теплової енергії. Таким чином, отримана при попередньому розрахунку величина 1,5 кВт є недостатньою і необхідно збільшувати площі зон випарювання та конденсації.

Беручи до уваги технологічні складності застосування теплової труби в системі охолодження ДП, збільшимо площі зазначених зон, змінивши їх геометрію, не змінюючи діаметра та довжини зони транспортування. Запропонована конструкція теплової труби показана на рис 9.39. Її геометрія відповідає конструкції штока з поршнем та верхньої опори телескопічного ГА і дозволяє знімати досить велику кількість тепла із зони випарювання та транспортувати її в зону конденсації.

Однак, оскільки зони випару та конденсації збільшилися, збільшився і кругооберт робочої рідини між ними. У той же час зона транспортування залишилася колишньою. Інтенсивний кругооберт рідини в даному перетині теплової труби, а саме великий потік пари з одного боку та великий потік конденсату з іншого, зустрінуться у досить вузькому місці конструкції (зона транспортування розташована у штоці), що може привести до часткового змішування конденсату, який опускається, і пари, що піднімається. У зв'язку з цим знову

виникло питання: чи використовувати просту конструкцію термосифона, чи ускладнити її, застосувавши капілярно-пористу структуру (гніт) і перейти до класичної теплової труби. При цьому гніт повинен бути виготовлений з матеріалу, що здатен витримувати значні вібрації, має достатню теплопередавальну здатність і є простим в експлуатації. Одним з варіантів такого гніту є металеві сітки або металева повсть, виготовлені з міді або нержавіючої сталі.

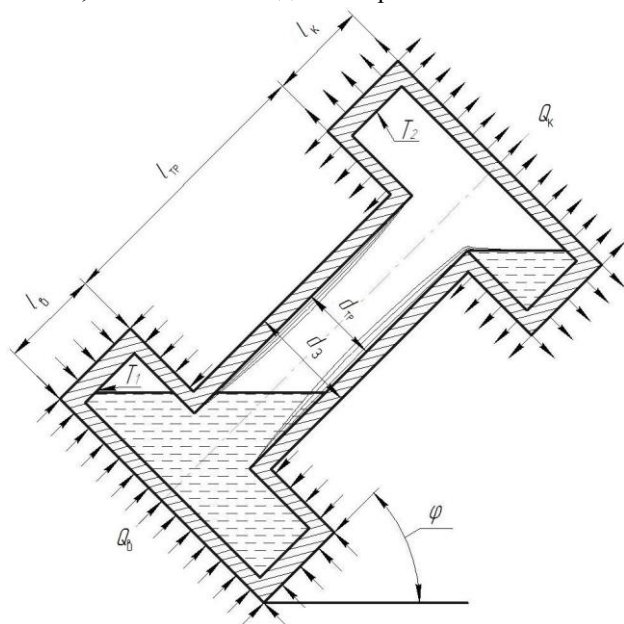


Рис. 9.39. Запропонована конструкція теплової труби

Проведемо дослідження впливу основних параметрів теплової труби, від яких залежить ефективність її роботи, та визначимо кількість теплової енергії, яку вона здатна відводити при збільшених зонах випарювання та конденсації, з урахуванням особливостей її застосування для охолодження ДП СП ВГКМ. [21].

Сумарний температурний перепад  $\Delta T$  між зонами випарювання та конденсації по зовнішній поверхні теплової труби складається з

температурних перепадів по товщині стінки корпусу в зонах випарювання  $\Delta T_{c.b}$  і конденсації  $\Delta T_{c.k}$ , а також по товщині плівки конденсату в зонах випарювання  $\Delta T_{п.в}$  і конденсації  $\Delta T_{п.к}$ :

$$\Delta T = \Delta T_{c.b} + \Delta T_{c.k} + \Delta T_{п.в} + \Delta T_{п.к}; \quad (9.5)$$

Сума  $\Delta T_{п.в} + \Delta T_{п.к}$  являє собою температурний перепад на внутрішній поверхні теплової труби по її довжині, тобто  $\Delta T_{п.в} + \Delta T_{п.к} = T_1 - T_2$ .

Температурні перепади  $\Delta T_{c.b}$  та  $\Delta T_{c.k}$  визначаються з рівнянь переносу теплоти шляхом теплопровідності через циліндричну стінку:

$$\Delta T_{c.b} = \frac{Q}{2 \pi l_b \lambda} \ln \frac{d_3}{d_{тр}}; \quad (9.6)$$

$$\Delta T_{c.k} = \frac{Q}{2 \pi l_k \lambda} \ln \frac{d_b}{d_{тр}}. \quad (9.7)$$

Підставивши в рівняння (9.5) значення складових температурних перепадів, одержимо:

$$\Delta T = \frac{Q}{2 \pi l_k \lambda} \ln \frac{d_b}{d_{тр}} \left( \frac{1}{l_b} + \frac{1}{l_k} \right) + (T_1 + T_2). \quad (9.8)$$

Відомо, що перепад температури в паровому каналі залежить від кількості теплоносія, що заповнює трубу, і від кута нахилу осі теплової труби до горизонту. За кількістю теплоносія розрізняють три режими роботи гладкостінної труби:

1) ізотермічний режим роботи теплової труби (рис. 9.40,а); при цьому режимі кількість теплоносія повністю відповідає величині теплового потоку, що передається;



2) режим недостатнього заповнення (рис. 9.40,б); у цьому випадку робочої рідини не вистачає для повного покриття плівкою внутрішньої поверхні стінок корпусу теплової труби, в результаті чого на оголених ділянках спостерігається місцевий перегрів стінки, що призводить до прогоряння, характерного для високотемпературних теплових труб;

3) режим надлишкового заповнення (рис. 9.40,в); при надлишковому заповненні на дні теплової труби утворюється «калюжа»; зайве заповнення теплоносієм менш небезпечно для роботи теплової труби, але при цьому спостерігається значний температурний перепад по висоті «калюжі».

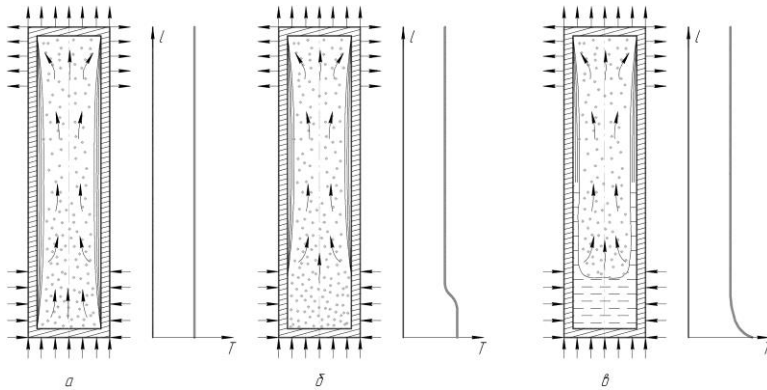


Рис. 9.40. Вплив ступеня заповнення теплової труби на режим її роботи

Для оптимального заповнення теплової труби застосовують наступний вираз [103]:

$$G = \left( \frac{4}{5} l_k l_{\text{тр}} + \frac{4}{5} l_b \right) \sqrt[3]{\frac{3Q\mu_p \rho_p \pi^2 d_{\text{тр}}}{Lg}}, \quad (9.9)$$

де  $G$  – кількість теплоносія, залитого у внутрішній об'єм теплової труби.

Зважаючи на те, що тепла труба у ДП СП під час руху по нерівностях буде постійно змінювати кут свого нахилу  $\varphi$ , який при пробоях підвіски буде зменшуватися до  $5^\circ$ , виникає велика імовірність переходу частини робочої рідини із зони випарювання в зону транспортування і навіть у зону конденсації. З огляду на цей факт необхідно заповнити теплову трубу робочою рідиною таким чином, щоб у зоні випарювання постійно була достатня її кількість для забезпечення якісного відводу тепла з цієї зони.

Вплив кута нахилу на роботу теплової труби у випарному режимі показано на рис. 9.41 [65]. Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_k$  в зоні конденсації пароподібного теплоносія при зменшенні кута нахилу  $\varphi$  до горизонту зростає до деякого оптимального значення  $\varphi_{\text{опт}}$ .

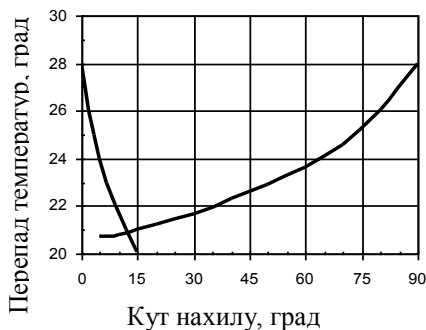


Рис. 9.41. Вплив кута нахилу  $\varphi$  на перепад температур  $\Delta T_k$  у зоні конденсації теплової труби

Температурний перепад  $\Delta T_k$  у зоні конденсації зменшується зі зменшенням кута  $\varphi$  до деякого мінімального значення  $\Delta T_{\text{кмін}}$  і при положенні теплової труби, близькому до горизонтального, спостерігається значне збільшення температурного перепаду. Кут

нахилу  $\varphi$  майже не впливає на інтенсивність переносу тепла в зоні випару. Якщо оцінювати інтенсивність переносу у внутрішній порожнині теплової труби, спільно у зоні конденсації та у зоні випарювання коефіцієнтом теплопередачі  $K_{\text{тр}}$ , то залежність даного коефіцієнта від кута нахилу  $\varphi$  має вигляд [102]:

$$K_{\text{тр}} = K_0 \left[ 1 + 0,23(\cos \varphi)^{0.5} \right], \quad (9.10)$$

де  $K_0$  – коефіцієнт теплопередачі при вертикальному положенні теплової труби ( $\varphi = 90^\circ$ ).

Оптимальний кут нахилу  $\varphi_{\text{опт}}$  теплової труби до горизонту, при якому температурний перепад мінімальний, оцінюється співвідношенням:

$$\text{tg} \varphi_{\text{опт}} = \frac{d_{\text{mp}}}{l_p} \quad (9.11)$$

$$\text{де} \quad l_p = \frac{8V_p}{\pi d_{\text{тр}}^2}$$

(9.12)

Тут :  $l_p$  – розрахункова довжина внутрішньої порожнини теплової труби;  $V_p$  – розрахунковий об'єм.

На основі експериментальних досліджень, описаних у роботі [102], рекомендується встановлювати гладкостінну теплову трубу, що працює у випарному режимі, під кутом  $\varphi > 3...5^\circ$ .

З огляду на конструкцію телескопічного ГА, в якому пропонується застосувати теплову трубу та його компоновку у ХЧ ГМ, робочі кути нахилу штоку будуть коливатися в межах  $5...35^\circ$ , що задовольняє приведеним вище рекомендаціям.

Проведені розрахунки показали, що запропонована конструкція теплової труби, яка була представлена на рис. 9.39, за рахунок

збільшення площ зон випарювання та конденсації, дозволяє відводити близько 10 кВт теплової енергії. Враховуючи, що безпосередньо з корпусу телескопічного ГА залежно від швидкості руху машини, відводиться в навколишнє середовище 3...5 кВт теплової енергії, сумарна поглинаюча потужність ГА з тепловою трубою, який пропонується, буде складати до 15 кВт. Це є достатнім, щоб задовольнити вимоги щодо забезпечення плавності ходу перспективних важких ГМ.

Розглянемо більш детально конструкцію запропонованого телескопічного ГА з системою охолодження у вигляді теплової труби, яку автором було запатентовано [78].

Даний ГА ( рис. 9.42) містить корпус 1, об'єм якого заповнений робочою рідиною. В середині корпусу розміщений поршень 5, який ділить його об'єм на дві порожнини, штокову 7 та поршневу 2, які сполучаються між собою дросельними каналами 3, що виконані паралельно осі поршня 5. Шток 8 пов'язаний з верхньою опорою ГА 11 на корпусі ГМ) та утворює всередині єдину ізольовану порожнину – теплову трубу.

При русі машини її підресорений корпус зазнає динамічних навантажень, що призводить до його коливань. При підніманні або опусканні ОВ відносно корпусу машини поршень 5 переміщується відносно корпусу ГА 1, внаслідок чого відбувається підвищення тиску у поршневій 2 або штоковій 7 порожнинах і робоча рідина дроселює через канали 3, перетікаючи по черзі з однієї порожнини в іншу. При цьому енергія коливань підресорованого корпусу машини перетворюється у теплову енергію, що призводить до інтенсивного нагрівання робочої рідини, поршня 5, штока 8 та корпусу ГА 1.

Теплоносій 6, що заповнює теплову трубу, вибирається таким чином, щоб відбувався його випар у зоні випарювання 4, яка розташована в корпусі поршня 5 і штоку 8. Під дією розрідження, теплоносій 6 у формі пари 10 переміщується по теплової трубі (по штоку 8) до зони конденсації 9, що розташована у верхній частині штока 8, а саме у верхній опорі 11. Пара 10 конденсується на конденсаторі (тепло відводиться на масивний корпус машини) та у формі рідини 6, по стінці теплової труби (шток 8), під дією сил

гравітації, повертається до зони випарювання 4 (поршень 5) і знову відбувається процес паротворення. Теплова енергія, що видається у процесі конденсації, проходить

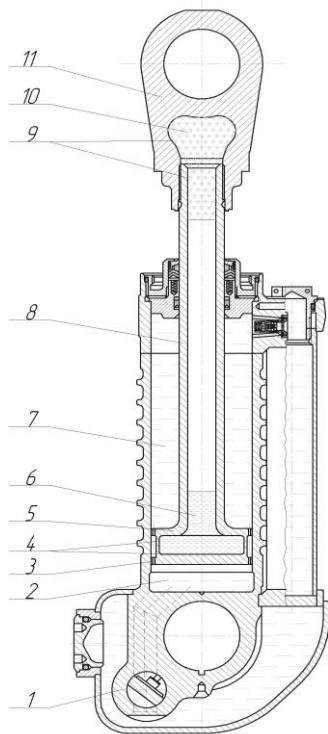


Рис. 9.42. Конструкція запатентованого телескопічного ГА з системою охолодження у вигляді теплової труби:  
 1 – корпус; 2 – поршнева порожнина, 3 – дросельні канали; 4 – зона випару; 5 – поршень; 6 – теплоносій; 7 – штокова порожнина;  
 8 – шток; 9 – зона конденсації; 10 – пара; 11 – верхня опора ГА

через стінку верхньої опори штока 8, опору 11 і через масивний корпус машини розсіюється у навколишнє середовище.

Таким чином, теплова труба, розташована в телескопічному ГА з зоною випарювання в корпусі поршня та штока і зоною конденсації у верхній частині штока, дозволяє підвищити його поглинаючу потужність, а отже, і ефективність роботи та стабілізувати його характеристики, що, у свою чергу, підвищить надійність і довговічність ГА та ефективність проведення параметричної оптимізації його характеристик.

### **Висновки.**

1. Параметрична оптимізація характеристики ПЕ з ділянкою «нульової» жорсткості дозволила в певній мірі подолати протиріччя їх розвитку та у порівнянні з їх звичайною характеристикою стосовно БТР-70М покращити плавність ходу на дорезонансному, резонансному і зарезонансному режимах руху відповідно на 89 %, 20 % та у 3,4 рази. Дані результати було підтверджено полігонними випробуваннями КМ «Дозор» з дослідними ППР, проведеними у ХКБМ ім О.О. Морозова.

2. Проведений аналіз діапазону зміни модулів пружності та зсуву показав можливість застосування МРЕ як ПЕ підвіски ТЗ з характеристиками, що керуються. За результатами проведених досліджень було розроблено конструкцію шарніру з МРЕ та вибрано матеріали для виготовлення МРЕ. На прикладі пружних шарнірів підвіски бронетранспортера БТР-4 було проведено розрахунок магнітного ланцюга шарніру з МРЕ при керуванні величиною його модуля зсуву, а відповідно і жорсткості підвіски у необхідних межах. Із застосування та конструкції шарнірів з МРЕ було отримано 2 патенти.

3. Синтезовано і запатентовано систему регулювання положення корпусу ВГКМ з новим ФПД на основі використання матеріалів з ефектом пам'яті форми, яка у порівнянні з традиційними пневматичними, гідравлічними або електромеханічними конструкціями відрізняється простотою та надійністю.

4. Проведені попередні розрахунки показали перспективність реалізації СРПК на основі використання ефекту адсорбції. Було

виявлено певні складнощі, для подолання яких необхідно застосування нових речовин системи адсорбент – адсорбат та проведення повного комплексу науково-дослідницьких робіт.

5. Одержано раціональну характеристику ДП на зворотному ході, яка забезпечується системою, що слідує, і дозволяє істотно, до 25 %, підвищити плавність ходу на резонансному та зарезонансному режимах руху.

6. Синтезовано новий ФПД системи керування характеристиками ФА на основі використання ефекту Джонсона – Рабека, який відрізняється простотою, надійністю, дешевизною, а також малими вагою і габаритами вузлів. Запатентовано конструкцію ФА, що реалізує даний ФПД системи керування.

7. Попередній аналіз можливого діапазону зміни модуля втрат та швидкодії довів, що МРЕ мають перспективу застосування у керованих ДП підвіски ТЗ. За допомогою пружних шарнірів з МРЕ підвіски колісних бронетранспортерів, яка розглядалася, можна реалізувати керування не лише її пружною, а і демпфірувальною характеристиками.

8. Використання фазового переходу I роду, який зазнає «додаткова» речовина у твердому або рідкому стані, при створенні нетрадиційних систем стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГКМ, є технічно реалізуємим. Запатентовано конструкцію телескопічного ГА з такою системою охолодження.

9. Проведені дослідження, що до створення нетрадиційної системи охолодження ДП на основі застосування ефекту Пельтьє, показали економічну необґрунтованість цього напрямку, внаслідок великого енергоспоживання та проблем з відводом тепла.

10. Використання аномалії теплоємності, що спостерігається при наближенні температури речовини до точки Кюрі (фазовий перехід II роду), для створення нетрадиційних систем стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГКМ, неможливе за відсутності речовин з необхідними термодинамічними характеристиками.

11. Найбільш перспективним напрямком підвищення енергоємності ДП є застосування нетрадиційної системи охолодження на основі використання теплової труби. Проведено необхідні розрахунки та розроблено і запатентовано конструкцію телескопічного ГА з ефективною, простою та надійною системою охолодження на базі використання теплової труби, здатною відводити до 10 кВт теплової енергії.

### **Контрольні запитання**

1. Сформулюйте етапи постановки задачі синтезу нових ТР і ФПД вузлів підвіски ВГКМ.
2. Які переваги та недоліки пружної характеристики з ділянкою «нульової» жорсткості?
3. В чому складається ФПД керування характеристиками ПЕ та ДП на основі застосування МРЕ?
4. Опишіть ефект пам'яті форми та конструкцію і роботу СРПК на основі його використання. Які виникають складнощі при реалізації даного ФПД?
5. Опишіть ефект адсорбції та конструкцію і роботу СРПК на основі його використання. Які виникають складнощі при реалізації даного ФПД?
6. В чому суть ефекту Джонсона – Рабека та його застосування для керування характеристиками ФА? Опишіть конструкцію такого ФА.
7. Які ФЕ можна застосувати для розробки систем стабілізації та охолодження ДП ВГКМ? Які з них мають найбільші перспективи? Опишіть можливі конструкції таких систем.

### **Завдання для самостійної роботи**

Вибрати як прототип один з відомих вузлів підвіски (ПЕ або ДП) ВГКМ або ТЗ та за допомогою описаної методики синтезувати нові ТР чи ФПД, які б усували їх виявлені недоліки.



## Список літератури

1. Анализ перспектив использования в ходовой части военных гусеничных машин управляемых систем подрессоривания / В.А. Федоров [и др.]. – Киев: деп. в в/ч 11520 01.11.90, № А-23554,1990. – 64 с.
2. А. с. 1049270 СССР, МКИ<sup>3</sup> В 60 G 13/18. Устройство для демпфирования и рекуперации энергии колебаний подвески / Ин-т пробл. надеж. и долговеч. машин АН БССР; - № 782312, заявл. 09.07.82; опубл. 1983, Бюл. №39.
3. А.з. 1480197 ФРГ, МКИ<sup>3</sup> В 60 G 17/08. Подвеска для вездеходного транспортного средства / Stark Herbert; - № 269878, заявл. 19.12.63; опубл. 12.04.73, Бюл. № 9.
4. Автомобильные подвески /А.В. Острецов, П.А. Красавин, В.В. Воронин и др.: учеб. пособие, ч. 1. – М.: МГТУ «МАМИ», – 2011. – 162 с.
5. Альтшуллер Г.С. Найти идею: введение в ТРИЗ – теорию решения изобретательских задач / Альтшуллер Г.С. – М.: Альпина Бизнес Букс, 2007. – 400 с.
6. Альтшуллер Г.С. Творчество, как точная наука. Теория решения изобретательских задач / Альтшуллер Г.С. – М.: Сов. радио, 1979. – 184 с.
7. <http://www.armor.kiev.ua>.
8. Бибендум делает выдох // За рулем. – 2005. – № 3. – С. 194.
9. В.з. 3249313 ФРГ, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 9/30. Гидравлический амортизатор /Schiedel GmbH; - № 895376, заявл. 12.05.82; опубл.12.07.84. Бюл. № 28.
10. Вакина В.В. Машиностроительная гидравлика / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – Киев.: Вища школа, 1987. – 208 с.
11. Герр Ю. Б. Об интегральном статистическом показателе воздействия микропрофиля на транспортные машины / Ю.Б. Герр, В.М. Соловьев, Ф.П. Шпак // Вестник бронетанковой техники. – 1974. – № 5. – С. 9–13.
12. Голубовский Ю. Лучшие подвески мира / Ю. Голубовский // Сигнал. – 2001. – № 6. – С. 30–32.

13. Голубовский Ю. Лучшие подвески мира / Ю. Голубовский // Сигнал. – 2001. – № 7. – С. 30–32.
14. Горбунов А.И. Исследование свойств и новое применение магнитных силиконовых композитов / А.И. Горбунов, В.П. Михайлов, Г.В. Степанов и др. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2008. – № 1(70). – С. 90–107.
15. Дан П.Д. Тепловые трубы / П.Д. Дан, Д.А. Рей; пер. с англ. В.Я. Сидорова. – М.: Энергия, 1979. – 272 с.
16. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
17. Дмитриев А.А. Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
18. Дмитриев А.В. Направления совершенствования систем подрессоривания ВГМ / А.В. Дмитриев, С.В. Рождественский, Ф.П. Шпак // Зарубежная военная техника. Бронетанковая техника и вооружение. Обзоры. – М., 1986. – Вып. 1. (41). – С. 47–58.
19. Дущенко В. В. Використання інтелектуальних матеріалів у вузлах систем підресорювання перспективних військових гусеничних і колісних машин/ В.В. Дущенко, А.О. Маслієв // Військово-технічний збірник Національної академії сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного. – Львів. – 2016. – Вип. 14. – С. 7– 13.
20. Дущенко В. В. Выбор конструктивных параметров тепловой трубы системы охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин / В. В. Дущенко, А.В. Дудка // Вестник НТУ «ХПИ». – 2005. – Вып. 37. – С. 85–92.
21. Дущенко В. В. Математическое моделирование работы тепловой трубы системы охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин / В.В. Дущенко, А.В. Дудка // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – Вып. 33. –С.53–60.
22. Дущенко В. В. Особенности работы тепловой трубы в системе охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин / В.В. Дущенко, А.В. Дудка // Вестник НТУ «ХПИ». – 2006. – Вып. 26. – С. 95–100.

23. Дущенко В. В. Питання оптимізації та синтезу нових фізичних принципів дії вузлів систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин / В.В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2009. – Вып. 33. – С. 53–63.

24. Дущенко В. В. Синтез систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин; постановка задачі / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2006. – № 2. – С. 77–82.

25. Дущенко В.В. Вепольный анализ демпфирующих устройств систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2008. – № 1. – С. 130–140.

26. Дущенко В.В. Вепольный анализ упругих элементов систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2007. – № 2. – С. 163–169.

27. Дущенко В.В. До питання використання ефекту адсорбції у системах регулювання положення підресореного корпусу транспортних засобів / В.В. Дущенко, О.М. Коц // Вісник НТУ «ХПИ». Транспортне машинобудування. – 2010. – Вып. 39. – С. 38–43.

28. Дущенко В.В. До питання використання магнітореологічних еластомірів в якості демпфіруючих пристроїв підвіски транспортних засобів / В.В. Дущенко, О.М. Агапов // Вісник НТУ «ХПИ». Автомобіле і тракторобудування – 2015. – Вып. 9. – С. 108–113.

29. Дущенко В.В. Использование электромагнитного поля для управления характеристиками узлов подвески транспортных средств / В.В. Дущенко, Н.И. Кумосин // Автомобильный транспорт. Сб. науч. тр. ХНАДУ. – 2011. – Вып. 28. – С. 27–31.

30. Дущенко В.В. К вопросу о выборе характеристики обратного хода демпфирующего устройства подвески гусеничной машины / В.В. Дущенко, С.М. Воронцов // Механіка та машинобудування. – 2002. – № 1, – С. 90–92.

31. Дущенко В.В. Критерии развития и показатели качества систем поддресоривания транспортных средств; системный подход / В.В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2006. – Вып.26. – С. 87–94.

32. Дущенко В.В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия

упругих элементов систем поддрессирования военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – Вып. 33. – С. 46–52.

33. Дущенко В.В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия демпфирующих устройств систем поддрессирования военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2007. – № 1. – С. 113–123.

34. Дущенко В.В. Определение моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины, обусловленных работой системы поддрессирования / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 1998. – № 1. – С. 88–90.

35. Дущенко В.В. Оценка влияния параметров системы поддрессирования транспортного средства на тепловую напряженность демпфирующих элементов / В.В. Дущенко, С.М. Воронцов // Вестник ХГПУ. Сб. науч. трудов. – 2000. – Вып. 110. – С. 183–195.

36. Дущенко В.В. Оцінка можливості використання магніто-реологічних еластомерів в якості пружних елементів підвіски транспортних засобів / В.В. Дущенко, О.М. Агапов // Вісник НТУ «ХПИ». Сб. наук. праць. Автомобіле і тракторобудування – 2015. – Вип. 8. – С. 121–126.

37. Дущенко В.В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем піддресорування військових гусеничних і колісних машин / В.В. Дущенко // Військово-технічний збірник Національної академії сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного. Львів, – 2012. – Вип. 1. – С. 26– 32.

38. Дущенко В.В. Попередній розрахунок енергоспоживання системи регулювання положення корпусу транспортного засобу на основі використання ефекту адсорбції / В.В. Дущенко, І.В. Мусницька, О.М. Коц // Механіка та машинобудування. – 2010. – № 1. – С. 108–113.

39. Дущенко В.В. Построение потоковой функциональной структуры систем поддрессирования гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2006. – № 1. – С. 126–135.

40. Дущенко В.В. Стабілізація температури та охолодження демпфіруючих пристроїв підвіски військових гусеничних та колісних машин на основі використання ефектів фазових переходів / В.В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2008. – № 46. – С. 77–82.

41. Дущенко В.В. Функционально-физический анализ и построение конструктивной функциональной структуры систем поддрессирования гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2005. – № 1. – С. 140–145.

42. Ерошенко А.В. Исследование возможности применения пластмассы в ходовой части танка / А.В. Ерошенко, В.А. Лесков // За-рубежная военная техника. Бронетанковая техника и вооружение. Об-зоры. – М., 1985. – Вып. 1(21). – С. 57–62.

43. Жадан В.А. О модернизации систем поддрессирования воен-ных гусеничных машин / В.А. Жадан, В.П. Подольский, И.Г. Радченко // Механіка та машинобудування. – 2006. – № 1. – С.135–140.

44. З. 0099196 Великобритания ЕПВ, МКИ<sup>3</sup> В60G 11/10. Рессора / Rubery Owen Holdings Ltd. ; - № 323556, заявл. 09.07.82 ; опубл. 22.06.83. Бюл. № 8.

45. З. 0110233 Италия ЕПВ, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 1/44. Амортизатор / Industrie Pipelli S.p.A. ; - № 4467453, заявл. 29.11.82; опубл. 14.11.83. Бюл. № 7.

46. З. 242757 Франція, ЕПВ, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 1/44. Регулируемый амортизатор / Michael Firth Robertshaw; -№ 226775,заявл. 20.03.75; опубл. 22.12.75. Бюл. №14.

47. З. 48-35531 Япония, МКИ<sup>3</sup> В 60 G 13/08. Устройство для ис-пользования поглощенной энергии амортизации / Хихацусэйки К.К. – № 773428, заявл. 21.10.68; опубл. 29.10.73. Бюл. № 2.

48. Изобретатель колеса // За рулем. – 2004. – № 9. – С. 157.

49. Испытания экспериментальной подвески на танке М 1А1 / Краткие сообщения // Вестник бронетанковой техники. – 1989. – № 10. – С. 69–70.

50. Кабаков А.М. Управляемые магнитореологические аморти-заторы /А.М. Кабаков, А.И. Пабат//Магнитная гидродинамика. –1990. –№ 2. –С.99–104.

51. Канунников С. В связке одной с тобой : обзор прицепов /С. Канунников, М. Сачков // За рулем. – 1999. – № 7. – С. 70–74.
52. Кельцев Н.В. Основы адсорбционной техники / Кельцев Н.В. – М.: Химия, 1984. – 592 с.
53. Ковров В.Н. Влияние магнитных полей на механические свойства магнитореологических эластомеров /В.Н. Ковров, А.И. Останин, К.В. Качалин // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – № 4 (2). – С. 468–469.
54. Колебания в транспортных машинах / [Александров Е.Е., Грита Я.В., Дущенко В.В. и др.] ; – Харьков: ХДПУ, 1996. – 256 с.
55. Колесо будущего // За рулем. – 2006. – № 10. – С. 302.
56. Колмаков В.И. Основы теории, расчета и проектирования транспортных машин / Колмаков В.И. – Волгоград. – 1972. –135 с.
57. Контурные тепловые трубы / Институт теплофизики УрО РАН <http://www.uralinfo.ru/itp/ktt.htm>.
58. Крейт Ф. Основы теплопередачи / Крейт Ф., Блэк У. пер. с англ. под ред. Н.А. Анфимова. – М.: Мир, 1983. –512 с.
59. Кринчик Г. С. Физика магнитных явлений / Г. С. Кринчик– М.: Изд-во МГУ, 1976. – 157 с.
60. Куда хочу – туда верчу // За рулем. – 2004. – № 11. – С. 165.
61. Кухлинг Х. Справочник по физике / Кухлинг Х. – М.: Мир, 1983. –520 с.
62. Лихачев В.А. Эффект памяти формы / В.А. Лихачев, С.Л. Кузьмин, З.П. Каменцева. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1987. – 218 с.
63. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко и др. ; – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2012. – 354 с.
64. Михайлов В.П. Управление виброизоляцией прецизионного оборудования / В.П. Михайлов, К.Г. Шаков, А.С. Селиваненко и др. // Наука и образование. – МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2012. – № 9. – С. 1–12.
65. Мосин И.И. Гидрогазодинамика и теплообмен в тепловых трубах / И.И. Мосин. – Казань : КАИ, 1978. – 84 с.

66. Мотор-колесо поддресорено // За рулем. – 2003. – № 12. – С. 98.
67. Музыкальная подвеска // За рулем. – 2004. – № 11. – С. 167.
68. Наука упругости // За рулем. – 2007. – № 10. – С. 322–326.
69. Не подвесишь – не поедешь // За рулем. – 2007. – № 7. – С. 222–226.
70. Никольский Л.Н. Амортизаторы удара подвижного состава / Л.Н. Никольский, Б.Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.
71. Новые интеллектуальные материалы / Р. Бхавсар, Н. И. Вайдья, П. Гангули и др. // Нефтегазовое обозрение. – 2008 (весна). – Т. 20. – № 1. – С. 38–49.
72. Новые подвески для ВГМ / Краткие сообщения // Вестник бронетанковой техники. – 1990. – № 11. – С. 54.
73. Обзоров В.С. Западногерманский танк Леопард-2 / В.С. Обзоров, П.И. Юрченко, А.П. Никитин и др. // Зарубежная военная техника. Бронетанковая техника и вооружение. Обзоры. – М., 1984. – Вып. 14. – С. 14–36.
74. Обзоров В.С. Развитие систем поддресоривания танков / В.С. Обзоров, А.С. Стамбровский, Б.Н. Шадов // Зарубежная военная техника. Бронетанковая техника и вооружение. Обзоры. – М., 1984. – Вып. 2. – С. 54–62.
75. Ооцука К. Сплавы с эффектом памяти формы / К. Ооцука, К. Симидзу, Ю. Судзуки; пер. с яп. Х. Фунакубо. – М.: Металлургия, 1990. – 224 с.
76. Пат. 1118627 Великобритания, ЕПВ, МКИ<sup>3</sup> В 60 С 39/00. Регулируемая муфта / Rubery Owen Holdings Ltd.; - № 3813546, заявл. 19.07.92; опубл. 12.06.93. Бюл. № 8.
77. Пат. 2155301 Франция, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 7/00. Упругая подвеска / Michael Firth Robertshaw; - № 456765, заявл. 20.09.72; опубл. 22.06.73. Бюл. № 4.
78. Пат. 21950 на корис. мод., Украина, МПК F16F 9/00, B60G 13/00. Гідравлічний амортизатор / Дущенко В.В., Дудка А.В.; заявник і патентовласник НТУ «Харківський політехнічний інститут». – № u 200611381; заявл. 30.10.06; опубл. 10.04.07. Бюл. № 4.
79. Пат. 2556804 Франция, МКВ<sup>4</sup>: F 16 F 9/06; B 60 G 17/08. Пневмогидравлическая рессора / Michael Firth Robertshaw; - № 876435, заявл. 21.06.85; опубл. 22.01.87. Бюл. № 2.

80. Пат. 3234469 ФРГ, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 9/30. Амортизатор / Mataro Co. Ltd; - № 794677, заявл. 17.09.82; опубл. 22.03.84. Бюл. № 12.

81. Пат. 3343635 США, МКИ<sup>3</sup> В 60 В 27/02. Регулируемый тормоз / Maremont Corp; - № 742634 заявл. 15.01.92; опубл. 13.10.94. Т. 1017, № 3.

82. Пат. 37868 на корис. мод., Украина, МПК F16F 9/00. Гідравлічний амортизатор / Дущенко В.В., Бабіч С.М.; заявник і патентовласник НТУ «Харківський політехнічний інститут». - № у 200809280; заявл. 16.07.08; опубл. 10.12.08. Бюл. № 23.

83. Пат. 37869 на корис. мод., Украина, МПК B60G 17/015. Система регулювання положення корпусу транспортного засобу / Дущенко В.В., Щербина О.О.; заявник і патентовласник НТУ «Харківський політехнічний інститут». - № у 200809281; заявл. 16.07.08; опубл. 10.12.08. Бюл. № 23.

84. Пат. 37887 на корис. мод., Украина, МПК F16F 7/00. Фрикційний амортизатор / Дущенко В.В., Сипливий І.М.; заявник і патентовласник НТУ «Харківський політехнічний інститут». - № у 200809513; заявл. 21.07.08; опубл. 10.12.08. Бюл. № 23.

85. Пат. 4011929 США, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 9/30. Демпфер, использующий силиконовый каучук / General Electric Company; - № 573827, заявл. 02.05.75; опубл. 15.03.77. Т. 956, №3.

86. Пат. 4350232 США, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 7/10. Механический амортизатор / Pacific Scientific Company; - № 776397 заявл. 10.05.77; опубл. 21.09.82. Т. 1022, № 3.

87. Пат. 4452437 США, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 9/342. Гидравлический амортизатор / Kaspar Lochner; - № 734976, заявл. 20.04.81; опубл. 05.06.84. Бюл. № 3.

88. Пат. 4477062 США, МКИ<sup>3</sup> F 16 F 9/46. Регулируемая пневморессора и устройство для ее регулирования / Maremont Corp; - № 342607 заявл. 25.01.82; опубл. 16.10.84. Т. 1047, № 3.

89. Петров В.М. Структурный вещественно-полевой анализ / В.М. Петров, Э.С. Злотина. - Тель-Авив, 2002. - 75 с. <http://www.trizland>.

90. Петров В.М. Теория решения изобретательских задач / В.М. Петров, Э.С. Злотина. - Л.: Машиностроение, 1990. - 425 с.



91. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.
92. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества / Половинкин А.И. – М. : Машиностроение, 1988. – 361 с.
93. Применение эффекта памяти формы в современном машиностроении / Тихонов А. С. и др. : – М. : Машиностроение, 1981. – 222 с.
94. Раймпель И. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / И. Раймпель ; пер. с нем. В.П. Агапова. – М. : Машиностроение, 1986. – 320 с.
95. Раймпель И. Шасси автомобиля. Конструкции подвесок / И. Раймпель ; пер. с нем. В.П. Агапова. – М. : Машиностроение, 1989. – 328 с.
96. Рождественский С.В. Целесообразность применения гидروпневматической подвески на основном танке / С.В. Рождественский // Вестник бронетанковой техники. – 1989. – № 1. – С. 43–47.
97. Руководство по эргономическому обеспечению создания военной техники сухопутных войск (РЭО-СВ-80) / – М.: Воениздат, 1981. – 240 с.
98. Семена М.Г. Тепловые трубы с металловолоконистыми капиллярными структурами / М.Г. Семена, А.Н. Гершуни, В.К. Зарипов. – К. : Вища школа, 1984. – 215 с.
99. Сига Х. Введение в автомобильную электронику / Х. Сига, С. Мидзутани ; пер. с японск. Л.А. Богданова, С.В. Богдасарова, Л.В. Поспелова. – М. : Мир, 1989. – 232с.
100. Степанов Г.В. Магнитоуправляемые эластомеры : синтез, исследование свойств и разработка уплотнителей на их основе / Г.В. Степанов, С.С. Абрамчук, Е.Ю. Крамренко и др. // Российские нанотехнологии. – 2008. – Т. 3. – № 5–6. – С. 29–31.
101. Столбов О.В. Низкочастотная реология магнитоуправляемых эластомеров с изотропной структурой / О.В. Столбов, Ю.Л. Райхер, Г.В. Степанов и др. // Высокомолекулярные соединения. Сер. А. Т. 52. – 2010. – № 12. – С. 1–12.

102. Стоянов Н.М. Влияние угла наклона замкнутого испарительного термосифона на теплопередачу / Н.М. Стоянов // Теплоэнергетика. 1968. № 3. – С. 92–98.

103. Стрельцов А.И. Теоретическое и экспериментальное исследование оптимального заполнения тепловых труб / А.И. Стрельцов // Известия вузов. Энергетика. – 1973. – № 12. – С.102–107.

104. Сычев. В. В. Сложные термодинамические системы / В.В. Сычев. – М. : Энергия, 1977. – 238 с.

105. Тепловые трубы : сборник статей / пер. с англ. и нем. под ред. проф. Шпильмана Э.Э. – М. : Мир, 1972. – 220 с.

106. Технологические основы тепловых труб / М.Н. Ивановский, В.П. Сорокин, Б.А. Чулков, И.В. Ягодкин. – М. : Атомиздат, 1980. – 157 с.

107. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. / под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М. : Машиностроение, 1978. – кн. 1. – 400 с.

108. Указатель физических эффектов в изобретательстве: <http://www.msalimov@narod.ru>.

109. Улучшение подвески при модернизации танка / Ю.И. Брагин, А.В. Глинчиков, М.М. Миславский и др. // Вестник бронетанковой техники. – 1989. – № 3. – С. 44–49.

110. Универсальный «нивомат» // За рулем. – 2007. – № 6. – С. 234.

111. Физические основы тепловых труб / М.Н. Ивановский, В.П. Сорокин, Б.А. Чулков, И.В. Ягодкин. – М. : Атомиздат, 1978. – 256 с.

112. Физические эффекты в машиностроении : справочник / В.А. Лукьянец, З.И. Алмазова, Н.П. Бурмистрова и др. ; под общ. ред. В.А. Лукьянец – М. : Машиностроение, 1993. – 224 с.

113. Фурунжиев Р.И. Управление колебаниями многоопорных машин / Р.И. Фурунжиев, А.И. Останин. – М. : Машиностроение, 1984. – 208 с.

114. Чи С. Тепловые трубы : теория и практика / С. Чи. ; пер. с англ. В.Я. Сидорова. – М. : Машиностроение, 1981. – 208 с.

115. Шанхайская альтернатива // За рулем. – 2008. – № 2. – С. 204–205.

116. Шарапов В.Д. Активные подвески транспортных средств / В.Д. Шарапов. – Рига : РВВПКУ, 1980. – 254 с.
117. Шульман З.П. Магнитореологический эффект / З.П. Шульман, В.И. Кордонский. – Минск : Наука и техника, 1982. – 184 с.
118. Яворский Б.М. Справочник по физике / Б.М. Яворский, А.А. Детлах. – М. : Наука, 1979. – 942 с.
119. Böse H. Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / H. Böse, R. Rödes // 11th Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. – Series 149. – pp. 51–57.
120. Chen L. Microstructures and viscoelastic properties of anisotropic magnetorheological elastomers / L. Chen, X. L. Gong, W. H. Li // Smart Materials and Structures. – 2007. – № 16. – pp. 1–6.
121. Defens forum: Future tank desing // International Defense Review – 1988. – Vol. 21. – № 10. – P / 1249–1250.
122. Gong X. L. Study of utilizable magnetorheological elastomers / X. L. Gong, L. Chen и J. F. Li // International Journal of Modern Physics B. – 2007. – Т. 21. – № 28n29. – pp. 4875–4882.
123. Li. Magnetorheological elastomers and their applications / Li, W. H., Zhang, X. Z. & Du, H. // Advances in Elastomers I : Blends and Interpenetrating Networks. Berlin. – 2013. – pp. 357–374.
124. Zhou G. Y. Shear properties of a magnetorheological elastomer / G. Y. Zhou // Smart Materials and Structures. – 2003. – № 12. – pp. 139–146.
125. Пат. 110476 на корис. мод., Украина, МПК В60G 17/08. Підвіска з регулюванням жорсткості та демпфірування / Дущенко В.В., Маслієв А.О.; заявник і патентовласник НТУ «Харківський політехнічний інститут». – № у 201603852; заявл. 11.04.16; опубл. 10.10.16. Бюл. № 19.
126. Пат. 115131 на корис. мод., Украина, МПК В60G 17/08. Підвіска транспортного засобу / Маслієв А.О., Дущенко В.В., Любарський Б.Г., Маслієв В.Г.; заявник і патентовласник НТУ «Харківський політехнічний інститут». – № у 201608136; заявл. 22.07.16; опубл. 10.04.17. Бюл. № 7.

## Додаток

Таблиця Д1 – Аналіз функції складових частин СП

Складова частина		Функції	
Позна-чення	Найменування	Позна-чення	Опис
Е <sub>0</sub>	Пружний елемент	Ф <sub>01</sub>	Знижує амплітуди, швидкості і пришвидшення підресореного корпусу шляхом зменшення навантажень на нього з боку ОВ при його кінематичному збуренні, внаслідок руху по дорожньому профілю
		Ф <sub>02</sub>	Знижує амплітуди, швидкості і пришвидшення підресореного корпусу при його динамічному збуренні в результаті дії інерційних сил і моментів
		Ф <sub>03</sub>	Регулює положення підресореного корпусу і кліренс машини (при наявності відповідної системи керування)
Е <sub>1</sub>	Демпфірувальний пристрій	Ф <sub>11</sub>	Демпфірує коливання підресореного корпусу
		Ф <sub>12</sub>	Забезпечує необхідну стійкість руху і керованість машини шляхом збільшення сили притиснення ОВ до дорожнього профілю
		Ф <sub>13</sub>	Відводить перетворену в тепло енергію коливань підресореного корпусу в навколишнє повітряне середовище (систему охолодження)
Е <sub>2</sub>	Напрямний пристрій	Ф <sub>21</sub>	Забезпечує необхідну стійкість руху і керованість машини шляхом завдання певного положення ОВ у просторі
		Ф <sub>22</sub>	Передає сили і моменти з боку підресореного корпусу на ОВ і далі на дорожній профіль
		Ф <sub>23</sub>	Виконує роль несучої конструкції системи підресорювання

Таблиця Д2 – опис фізичних операцій елементів системи  
підресорювання і об'єктів навколишнього середовища

№	Найменування елемента і об'єкта навколишнього середовища	Фізична операція				
		Вхідний потік ( $A_{\text{в}}$ )	№ джерела	Операція Коллера ( $E$ )	Вихідний потік ( $C_{\text{в}}$ )	№ приймача
1	2	3	4	5	6	7
0-1	Дорожній профіль	1) –	–	–	1а) Висота і крутизна нерівностей ( $q, \dot{q}$ );	0-4
		2) Сили тяги, швид- кість та пришвид- шення обертання ОВ ( $P_{\text{т}}, \omega_{\text{к}}, \varepsilon_{\text{к}}$ )	0-4	Перетворення	1б) Сумарні коефіці- єнти опору руху та повороту ( $f_0, \mu_{0n}$ ); 2) Деформація профі- лю, створення колії та ін.	0-6 0-4 0-1
0-2	Силова установка і трансмісія	1) Хімічна енергія палива;	–	Перетворення	1) Крутні моменти на вихідних валах транс- місії ( $M_{\text{кр}}$ );	0-4
		2) Моменти і сили опору руху ( $M_{\text{с}}, P_{\text{с}}$ );	0-4	Проведення	2) Момент наванта- ження на валу силової установки ( $M_{\text{н}}$ );	0-2
		3) Кінетична і по- тенціальна енергії машини ( $W_{\text{км}}, W_{\text{пм}}$ ) (гальмування дви- гуном);	0-4	Перетворення	3) Теплова енергія;	–
		4) Керуючі сигнали	–	Перетворення	4а) Швидкість та при- швидження оберталь- ного руху вихідних валів трансмісії ( $\omega_{\text{тр}},$ $\varepsilon_{\text{тр}}$ ); 4б) Положення орга- нів паливоподачі ( $h_{\text{р}},$ $\theta$ ); 4в) Передавальне відношення трансмісії ( $i_{\text{тр}}$ ) та ін.	0-4 0-6 0-6 0-6
0-3	Механізми пово- роту і гальмуван- ня	1) Керуючі сигнали;	–	Перетворення	1) Швидкість та при- швидження оберта- льного руху вихідних валів трансмісії ( $\omega_{\text{тр}},$ $\varepsilon_{\text{тр}}$ );	0-4 0-6
		2) Моменти і сили опору повороту ( $M_{\text{п}},$ $P_{\text{п}}$ );	0-4	Проведення	2) Моменти наванта- ження на валах меха- нізмів повороту ( $M_{\text{уп}}$ );	0-3
		3) Кінетична та потенціальна енер- гії машини ( $W_{\text{км}},$ $W_{\text{пм}}$ )	0-4	Перетворення	3) Теплова енергія	–

Продовження табл. Д2

1	2	3	4	5	6	7
0-4	ОВ рушія	<p>1) Висота і крутизна нерівностей (<math>q, \dot{q}</math>);</p> <p>2) Сумарні коефіцієнти опору руху та повороту (<math>f_0, \mu_{0п}</math>);</p> <p>3) Крутні моменти на вихідних валах трансмісії (<math>M_{кр}</math>);</p> <p>4) Швидкість та пришвидження обертального руху вихідних валів трансмісії (<math>\omega_{тр}, \epsilon_{тр}</math>);</p> <p>5) Кінетична та потенціальна енергії машини (<math>W_{кк}, W_{пк}, W_{км}, W_{пм}</math>)</p>	<p>0-1</p> <p>0-1</p> <p>0-2</p> <p>0-2 0-3</p> <p>1 0-5</p>	<p>Проведення</p> <p>Перетворення</p> <p>Перетворення</p> <p>Проведення</p> <p>Проведення</p>	<p>1) Переміщення, швидкість та пришвидження ОВ по вертикалі (<math>h_k, \dot{h}_k, \ddot{h}_k</math>);</p> <p>2) Моменти і сили опору руху та повороту (<math>M_c, P_c, M_p, P_p</math>); їх реакції на напрямних пристроях і підресореному корпусі (<math>M_p, P_p</math>);</p> <p>3) Сили тяги (реакції сил тяги) (<math>P_t</math>);</p> <p>4) Швидкість та пришвидження обертання ОВ (<math>\omega_k, \epsilon_k</math>);</p> <p>5) Кінетична та потенціальна енергії машини (<math>W_{км}, W_{пм}</math>)</p>	<p>1</p> <p>0-2 0-3 1 0-5 1</p> <p>0-1 0-5 1 0-1</p> <p>0-5 0-2 0-3</p>
0-5	Підресорений корпус	<p>1) Сили тяги, реакції моментів і сил опору руху та повороту, що прикладені з боку напрямних пристроїв і безпосередньо ОВ (<math>P_t, P_t', M_p, P_p</math>);</p> <p>2) Сили, моменти і енергія з боку вузлів СП:</p> <p>а) сили і моменти, що діють на підресорений корпус з боку частин ПЕ, що пов'язані з напрямними пристроями (<math>P_{уп}, M_{уп}</math>);</p> <p>б) сили і моменти, що діють на підресорений корпус з боку, пов'язаних з ним, частин ПЕ (<math>P_y, M_y</math>);</p> <p>в) сили і моменти, що діють на підресорений корпус з боку частин ДП, пов'язаних з напрямними пристроями (<math>P_{ан}, M_{ан}</math>);</p> <p>г) сили і моменти, що діють на підресорений корпус з боку, пов'язаних з ним, частин ДП (<math>P_a, M_a</math>);</p>	<p>1 0-4</p> <p>2</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>3</p>	<p>Перетворення</p> <p>Перетворення</p> <p>Перетворення</p> <p>Перетворення</p> <p>Перетворення</p>	<p>1) Кінетична та потенціальна енергії підресореного корпусу (<math>W_{кк}, W_{пк}</math>);</p> <p>2) Енергія коливань підресореного корпусу (<math>W_{кл}</math>); Амплітуди, швидкості та пришвидження коливань підресореного корпусу (для прямого та зворотного ходів підвіски) (<math>Z, \dot{Z}, \ddot{Z}, \phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}</math>);</p>	<p>2 3</p> <p>2 3 2 3 0-5 0-6</p>

Продовження табл. Д2

1	2	3	4	5	6	7
		д) потенціальна енергія ПЕ на зворотному ході ( $W_{ny}$ ); 3) Енергія коливань підресореного корпусу; кінетична і потенціальна енергії підресореного корпусу ( $W_{кл}$ , $W_{кк}$ , $W_{пк}$ ); 4) Швидкість та пришвидшення обертання ОВ ( $\omega_{кк}$ , $\varepsilon_{кк}$ )	2 0-5 0-4	Перетворення Зменшення – збільшення Проведення	3) Енергія коливань підресореного корпусу; кінетична та потенціальна енергії підресореного корпусу ( $W_{кл}$ , $W_{кк}$ , $W_{пк}$ ); 4) Швидкість і пришвидшення машини ( $V_m$ , $a_m$ )	0-5 0-6
0-6	Системи керування характеристиками вузлів	1) Висота і крутизна нерівностей ( $q, \dot{q}$ ); 2) Швидкість та пришвидшення обертального руху вихідних валів трансмісії ( $\omega_{тр}$ , $\varepsilon_{тр}$ ); 3) Положення органів паливоподачі ( $h_p, \theta$ ); 4) Передавальне відношення трансмісії ( $i_{тр}$ ) та ін.; 5) Швидкість і пришвидшення машини ( $V_m, a_m$ ); 6) Амплітуди, швидкості та пришвидшення коливань підресореного корпусу (для прямого та зворотного ходів підвіски) ( $Z, \dot{Z}, \ddot{Z}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ )	0-1 0-2 0-3 0-2 0-2 0-5 0-5	Перетворення Перетворення Перетворення Перетворення Перетворення Перетворення	Керуючі сигнали	1 2 3
0-7	Система охолодження (повітряне середовище)	Теплова енергія	3	Проведення	Теплова енергія	–
0-8	Оточуюче середовище: абразив, вологість, температура та інші фактори	–	–	–	Абразив, вологість, температура та інші фактори	1 2 3
1	Напрямні пристрої	1) Сили тяги, реакції моментів і сил опору руху та повороту ( $P_r, M_r, P_p$ );  2) Переміщення, швидкості і при-	0-4  0-4	Проведення  Проведення	1) Сили тяги, реакції моментів і сил опору руху та повороту, що прикладені з боку напрямних пристроїв ( $P_r^i, M_r, P_p$ ); 2) Переміщення, швидкості і пришвид-	0-5  2 3

Продовження табл. Д2

1	2	3	4	5	6	7
		швидшення ОБ по вертикалі ( $h_k, \dot{h}_k, \ddot{h}_k$ ); швидкість і пришвидшення обертання ОБ ( $\omega_k, \varepsilon_k$ ); 3) Кінетична і потенціальна енергії машини ( $W_{км}, W_{пм}$ );  4) Керуючі сигнали;  5) Абразив, вологість, температура та інші фактори	–  0-6 0-8	Проведення  Перетворення Перетворення	шення напрямних пристроїв відносно підресованого корпусу, для ПЕ і ДП, на прямому та зворотному ходах підвіски ( $h_y, \dot{h}_y, \ddot{h}_y, h_a, \dot{h}_a, \ddot{h}_a$ ); 3) Кінетична і потенціальна енергії машини, що діють з боку напрямних пристроїв ( $W_{км}, W_{пм}$ ); 4) Зміння характеристик напрямних пристроїв; 5) Зношування, перегрів, зміння характеристик, вихід з ладу	2 3  0-4 2 3 1 –
2	ПЕ	1) Переміщення, швидкості і пришвидшення напрямних пристроїв відносно підресованого корпусу, для ПЕ на прямому та зворотному ходах підвіски ( $h_y, \dot{h}_y, \ddot{h}_y$ ); 2) Амплітуди, швидкості і пришвидження коливань підресованого корпусу (для прямого та зворотного ходів підвіски) ( $Z, \dot{Z}, \ddot{Z}, \phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}$ ); 3) Кінетична і потенціальна енергії машини, що діють з боку напрямних пристроїв ( $W_{км}, W_{пм}$ );  4) Кінетична і потенціальна енергії підресованого корпусу ( $W_{кк}, W_{пк}$ ); 5) Енергія коливань підресованого корпусу ( $W_{кп}$ );	1  0-5  1  0-5  0-5	Проведення  Перетворення  Проведення  Перетворення  Перетворення Зменшення Перетворення Зменшення Перетворення  Зворотне перетворення  Перетворення	1а) Переміщення, швидкості і пришвидження деформації ПЕ з боку частин, що зв'язані з напрямними пристроями; 1б) Сили і моменти, що діють на підресований корпус з боку частин ПЕ, які зв'язані з напрямними пристроями ( $P_{ун}, M_{ун}$ ); 2а) Переміщення, швидкості і пришвидження деформації ПЕ з боку частин, що зв'язані з підресованим корпусом; 2б) Сили і моменти, що діють на підресований корпус з боку, пов'язаних з ним, частин ПЕ ( $P_y, M_y$ ); 3а) Потенціальна енергія ПЕ ( $W_{пу}$ ); 3б) Енергія коливань підресованого корпусу ( $W_{кп}$ ); 3в) Кінетична і потенціальна енергії машини ( $W_{км}, W_{пм}$ ); 4а) Потенціальна енергія ПЕ ( $W_{пу}$ ); 4б) Кінетична і потенціальна енергії підресованого корпусу ( $W_{кк}, W_{пк}$ ); 5а) Потенціальна енергія ПЕ на прямому ході підвіски ( $W_{пу}$ ); 5б) Потенціальна енергія ПЕ на зворотному ході підвіски ( $W_{пу}$ );	2  0-5  2 0-5  2 0-5  2 0-5  2 0-5 3





Продовження табл. Д2

1	2	3	4	5	6	7
		8) Потенціальна енергія ПЕ на зворотному ході підвіски ( $W_{ny}$ ); 9) Керуючі сигнали;	2 0-6	Перетворення Зменшення Перетворення	8а) Теплова енергія ( $Q_a$ ); 8б) Потенціальна енергія ПЕ ( $W_{ny}$ ); 9) Змінення характеристик ДП;	0-7 2 3
		10) Абразив, вологість, температура іта інші фактори	0-8	Перетворення	10) Зношування, перегрів, змінення характеристик, вихід з ладу	3

## ЛПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЗЧИК

### А

*Адсорбція* 263

*Активна підвіска* 146

### В

*Вектор проектних параметрів*  
6

*Вертикальні коливання підре-*  
*сореного корпусу* 14

*Вертикальні пришивидшення* 10

*Військові гусеничні та колісні*  
*машини* 10

*Вимушені коливання* 15

*Власні частоти коливань* 15

### Г

*Гідравлічні амортизатори* 60

*Гідропневматична підвіска* 8

*Гумокордні пневматичні еле-*  
*менти* 108

### Д

*Двоступінчасті пневмогід-*  
*равлічні ресори* 115

*Демпфувальні пристрої* 11

*Динамічний хід підвіски* 12

### Е

*Ергономічні вимоги* 16

*Ефект Джонсона – Рабека* 276

*Ефект пам'яті форми* 259

*Ефект Пельтьє* 283

### З

*Закон прогресивної еволюції*  
*технічних систем* 8

### І

*Ідеальна система підресорю-*

*вання* 164

### К

*Керування характеристиками*  
*підвіски* 132

*Коефіцієнт динамічності*  
*підвіски* 12

*Коефіцієнт інтенсивності*  
*загасання коливань* 88

*Конструктивна функціональна*  
*структура* 194

*Критерій якості* 7

*Критерії розвитку і показники*  
*якості систем підресорювання*  
166

### Л

*Лопатеві гідравлічні аморти-*  
*затори* 61

### М

*Магнітореологічний демпфі-*  
*рувальний пристрій* 153

*Магнітореологічні еластоміри*  
244

*Мінімальна прохідна висота*  
*нерівностей* 24

### Н

*Напрявні пристрої* 11

*Непідресорена маса* 12

### О

*Одноступінчасті пневмогід-*  
*равлічні ресори* 111

### П

*Параметрична оптимізація* 7

*Підвіска* 6

*Підресорена маса* 12

*Плавність ходу* 10

*Пневматична підвіска* 8

*Пневмогідравлічні ресори* 110

*Пневмогідравлічні ресори з протитиском* 113

*Поздовжньо-кутові коливання підресореного корпусу* 14

*Показник інтенсивності дорожньої дії* 20

*Потокова функціональна структура* 197

*Приведена жорсткість підвіски* 13

*Пробої підвіски* 15

*Пружна характеристика підвіски* 12

*Пружний елемент* 6

## **Р**

*Резонанс* 15

*Реполь* 206

*Речовинно-польовий аналіз* 206

## **С**

*Середньоквадратичні відхилення вертикальних пришвидшень* 18

*Системи охолодження демпфірувальних пристроїв* 282

*Система підресорювання* 6

*Статичний хід підвіски* 12

*Структурна оптимізація* 7

*Системи регулювання положення корпусу машини* 11

## **Т**

*Телескопічні гідравлічні амортизатори* 60

*Теплова напруженість демпфірувальних пристроїв* 77

*Теплова труба* 293

*Технічне рішення* 6

*Технічна система* 6

*Торсіонна підвіска* 40

*Транспортний засіб* 6

## **Ф**

*Фазові переходи* 285

*Фізичний ефект* 8

*Фізичний принцип дії* 6

*Фрикційні амортизатори* 57

*Функцій розподілу по шляху висот і довжин нерівностей* 22

*Функціонально-фізичний аналіз систем підресорювання* 164

## **Х**

*Хід підвіски* 12

*Ходова частина* 11

## **Ш**

*Швидкісний коефіцієнт якості системи підресорювання* 24

*Швидкісна характеристика системи підресорювання* 23

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>3</b>
Перелік умовних скорочень.....	5
<b>Розділ 1. СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН: ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ</b>	<b>6</b>
1.1. Система підресорювання як складна технічна система.....	6
1.2. Класифікація, основні поняття та вимоги, що висуваються до систем підресорювання .....	10
1.3. Дорожні умови, швидкісні характеристики та швидкісний коефіцієнт якості системи підресорювання.....	20
1.4. Аналіз систем підресорювання і напрямків їх розвитку на основі системного підходу та законів розвитку техніки ....	26
<b>Розділ 2. МЕТАЛЕВІ ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН.....</b>	<b>38</b>
2.1. Фізичний принцип дії, технічні рішення, переваги та недоліки металевих пружних елементів.....	38
2.2. Розрахунок кінематики, параметрів та пружної характеристики торсіонної підвіски гусеничної машини.....	43
<b>Розділ 3. ДЕМПФІРУВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН .....</b>	<b>57</b>
3.1. Фізичний принцип дії, технічні рішення, характеристики, переваги та недоліки фрикційних демпфірувальних пристроїв.....	57
3.2. Фізичний принцип дії, технічні рішення, характеристики, переваги та недоліки гідравлічних демпфірувальних пристроїв.....	60
3.3. Розрахунок конструкції телескопічного гідравлічного амортизатора.....	69

3.4. Оцінення, розрахунків та способи зниження теплової напруженості демпфірувальних пристроїв .....	77
3.5. Розрахунок вільних загасаючих коливань підресованого корпусу.....	86
3.6. Вплив характеру сил опору демпфірувальних пристроїв на параметри плавності ходу.....	90
3.7. Оцінення впливу системи підресорювання гусеничної машини на навантаженість її силової установки і трансмісії.....	98

#### **Розділ 4. ГІДРОПНЕВМАТИЧНІ СИСТЕМИ ПІДРЕСО- РЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І**

##### **КОЛІСНИХ МАШИН..... 107**

4.1. Області застосування, переваги і недоліки пневматичних та гідропневматичних підвісок.....	107
4.2. Типи конструкцій телескопічних пневмогідравлічних ресор та їх компонування в ходовій частині.....	110
4.3. Розрахунок параметрів і побудова пружної (статичної) характеристики двоступінчастої пневмогідравлічної ресори.....	118

#### **Розділ 5. КЕРУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ І**

##### **КОЛІСНИХ МАШИН..... 132**

5.1. Системи керування величиною кліренсу та положенням підресованого корпусу .....	134
5.2. Системи керування силами опору демпфірувальних пристроїв.....	140
5.3. Системи керування жорсткістю пружних елементів.....	143
5.4. Комплексні системи керування та активна підвіска.....	146

<b>Розділ 6. НОВІ ТЕХНОЛОГІЇ, МАТЕРІАЛИ І ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ РОЗРОБЛЕННІ ПЕРСПЕКТИВНИХ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....</b>	<b>150</b>
6.1. Перспективні розробки демпфірувальних пристроїв.....	150
6.2. Перспективні розробки пружних елементів.....	158
6.3. Перспективні розробки напрямних пристроїв, рушія і ходової частини в цілому.....	160
Стислі висновки.....	162
 <b>Розділ 7. ФУНКЦІОНАЛЬНО-ФІЗИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН .....</b>	<b>164</b>
7.1. Ідеальна система підресорювання: ознаки, опис та необхідні умови для її реалізації.....	164
7.2. Системний аналіз критеріїв розвитку і показників якості систем підресорювання; головний узагальнений показник ефективності систем підресорювання.....	166
7.3. Недоліки, причини їх виникнення та протиріччя розвитку відомих фізичних принципів дії пружних елементів.....	176
7.4. Недоліки, причини їх виникнення та протиріччя розвитку відомих фізичних принципів дії демпфірувальних пристроїв.....	183
7.5. Побудова конструктивної функціональної структури сис- теми підресорювання.....	194
7.6. Побудова потокової функціональної структури системи підресорювання.....	197
Висновки.....	201
 <b>Розділ 8. РЕЧОВИННО-ПОЛЬОВИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН.....</b>	<b>206</b>
8.1. Основні положення і принципи проведення речовинно- польового аналізу систем підресорювання.....	206

8.2. Речовинно-польовий аналіз пружних елементів.....	210
8.3. Речовинно-польовий аналіз демпфірувальних пристроїв.....	219
Висновки.....	228

## **Розділ 9. ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ТА СИНТЕЗ НОВИХ ФІЗИЧНИХ ПРИНЦИПІВ ДІЇ І ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН.....**

9.1. Постановка задачі синтезу.....	232
9.2. Параметрична оптимізація та синтез нових фізичних принципів дії і технічних рішень пружних елементів.....	238
9.3. Раціональний вибір характеристик та синтез нових фізичних принципів дії і технічних рішень демпфірувальних пристроїв.....	270
9.4. Синтез альтернативних систем охолодження демпфірувальних пристроїв.....	282
Висновки.....	310
Список літератури .....	313
Додаток.....	324
Предметний показчик.....	331



Навчальне видання

ДУЩЕНКО Владислав Васильович

**Системи підресорювання  
військових гусеничних і колісних  
машин: розрахунок та синтез**

Навчальний посібник  
для студентів, аспірантів і докторантів спеціальності «Галузеве машинобудування, а також для фахівців в галузі розробки та проектування військових гусеничних і колісних машин

Відповідальний за випуск: *проф. Д.О. Волонцевич*

Роботу до видання рекомендував: *проф. Д.О. Волонцевич*

Редактор: *О.І. Шпільова*

План 2016, поз. 106

Підп. до друку 20.04.2018. Формат 60х84 1/16. Папір офсетний.  
Друк – цифровий. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 21.  
Наклад 100 прим. Зам. № 7/12. Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХП»  
Свідоцтво про державну реєстрацію  
суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.  
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

---

Видавець і виготовлювач: ФОП Панов А.М.  
Свідотство серії ДК № 4847 від 06.02.2015 р.  
м. Харків, вул. Жон Мироносиць, 10, оф. 6,  
тел. +38(057)714-06-74, +38(050)976-32-87  
copy@vlavke.com